

Vysoká škola Báňská – Technická univerzita

Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

**Konstrukční návrh stolní
kotoučové pily**
Design of Circular Table Saw

Student: Symeon Denis Sitek

Vedoucí práce: Dr. Ing. Jaroslav Melecký

Ostrava 2020

Zadání bakalářské práce

Student: **Symeon Denis Sitek**

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení

Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení

Téma: **Konstrukční návrh stolní kotoučové pily**
Design of Circular Table Saw

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci řešení bakalářské práce zpracujte konstrukční návrh stolní kotoučové pily pro řezání různých druhů suchého dřeva. Bakalářská práce bude obsahovat:

- analýzu a řešení dané problematiky
- návrh pohonu s odůvodněním zvolené optimální varianty
- návrh vhodného typu rámu
- vhodný a bezpečný způsob uchycení pilového kotouče
- 3D model celého zařízení zpracovaný ve vhodném CAD systému
- příslušnou výkresovou dokumentaci

Při řešení bakalářské práce vezměte v úvahu tyto technické parametry a požadavky:

- umožnění použití zařízení v různých místech s fixací polohy
- zakomponování bezpečnostních prvků
- max. průměr pilového kotouče 500 mm
- max. rozměr řezaného dřeva: průměr 200 mm, hranol 150x150 mm
- možnost změny otáček

Bližší specifikace nutných technických údajů a požadavků bude upřesněna v průběhu řešení bakalářské práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

- JERÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1.vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1999. 119 s.
- ČÁSENSKÝ, M. *Metodika konstruování*. 1. vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1990. 122 s.
- LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- MYNÁŘ, V. A KOL. *Části strojů*. VŠB-TU Ostrava, 1978. 398 s.
- ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha, Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha, Český normalizační institut, 1996. 32 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Dr.Ing. Jaroslav Melecký**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18. května 2020



.....
Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou*) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou*) práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské*) práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská*) práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2020



.....
Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce: Symeon Denis Sitek

Adresa trvalého pobytu autora práce: Třinec, Nebory 40

Anotace

SITEK, D. Stolní kotoučová pila: Bakalářská práce. Ostrava: VŠB – technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2020, Vedoucí práce: Melecký, J.

Práce se zaměřuje na konstrukční návrh stolní kotoučové pily. V bakalářské práci je zpracován přehled ručních pil a detailnější přehled strojních pil. Dále pak návrh a kontrola motoru, návrh řemenového převodu a návrh hřídele. Součástí práce je i MKP analýza provedená v programu Inventor. V závěru jsou informace pro údržbu stroje. V příloze je kontrola hřídele, výpočet životností ložisek, sestavný výkres stolní kotoučové pily a výrobní výkres svařence, hnané řemenice a hřídele.

KLÍČOVÁ SLOVA: Stolní kotoučová pila, Návrh řemenového převodu, Návrh hřídele

Annotation

SITEK, D. Table circular saw: Bachelor thesis. Ostrava: VŠB - Technical University Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2020, Thesis head: Melecký, J.

The work focuses on the design of a circular table saw. This bachelor's thesis provides an overview of hand saws and a more detailed overview of machine saws. Furthermore, the design and inspection of the motor, the design of the belt drive and the design of the shaft. The work also contains FEM analysis performed in Inventor. Finally, there is information for machine maintenance. The appendix contains a shaft inspection, bearing life calculation, assembly drawing of a circular table saw and production drawing of a weldment, driven pulley, and shaft.

KEYWORDS: Circular table saw, Belt drive design, Shaft design

Obsah

Seznam použitých symbolu a zkratek	9
Úvod	15
1 Pila.....	16
1.1 Ruční pily	16
1.2 Strojní pily	16
1.2.1 Pokosová pila.....	17
1.2.2 Řetězová pila	17
1.2.3 Pila ocaska	18
1.2.4 Přímočará pila.....	18
1.2.5 Pásová pila	19
1.2.6 Lupínková pila.....	19
1.2.7 Kotoučová pila	20
2 Stolní kotoučová pila	21
2.1 Proces řezu.....	22
3 Výběr řešení.....	23
3.1 Morfologická matice	24
3.2 Řešení	24
4 Návrhy a výpočty.....	25
4.1 Motor.....	25
4.2 Řezný kotouč	26
4.3 Volba řemenových převodů.....	28
4.3.1 Návrh průměru řemenic	29
4.3.2 Návrh osové vzdálenosti	30
4.3.3 Určení délky řemene	31
4.3.4 Stanovení potřebného počtu řemenů pro první převod.....	33
4.3.5 Stanovení potřebného počtu řemenů pro druhý převod.....	33
4.3.6 Kontrola životnosti řemene	34
4.3.7 Výpočet předpětí řemene	34
4.3.8 Návrh hnací klínové řemenice	37

4.4	Kontrola volby motoru	39
4.5	Návrh hřídele	42
4.5.1	Rozměry hřídele.....	44
4.5.2	Zatížení hřídele	44
5	MKP	47
6	Údržba	51
7	Závěr.....	52
8	Použitá literatura	53
9	Seznám příloh.....	56

Seznam použitých symbolu a zkratek

A	Osová vzdálenost	[mm]
A_{maxI}	Maximální osová vzdálenost prvního převodu	[mm]
A_{maxII}	Maximální osová vzdálenost druhého převodu	[mm]
A_{minI}	Minimální osová vzdálenost prvního převodu	[mm]
A_{minII}	Minimální osová vzdálenost druhého převodu	[mm]
A_{skI}	Skutečná osová vzdálenost prvního převodu	[mm]
A_{skII}	Skutečná osová vzdálenost druhého převodu	[mm]
$C_{\alpha I}$	Součinitel vlivu úhlu opásání prvního převodu	[–]
$C_{\alpha II}$	Součinitel vlivu úhlu opásání druhého převodu	[–]
C_{kI}	Součinitel počtu řemenů v převodu prvního převodu	[–]
C_{kII}	Součinitel počtu řemenů v převodu druhého převodu	[–]
C_{LI}	Součinitel délky řemene prvního převodu	[–]
C_{LII}	Součinitel délky řemene druhého převodu	[–]
C_{pI}	Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu prvního převodu	[–]
C_{pII}	Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu druhého převodu	[–]
D_{1I}	Průměr řemenice prvního převodu	[mm]
D_{1II}	Průměr řemenice druhého převodu	[mm]
D_{2I}	Průměr hnané řemenice prvního převodu	[mm]
D_{2II}	Průměr hnané řemenice druhého převodu	[mm]
D_{1MAX}	Největší průměr řemenice	[mm]
D_k	Průměr kotouče	[mm]

D_{min}	Minimální výpočtový průměr řemenice	[mm]
$F_{1ř}$	Napínací síla na větvi řemene	[N]
$F_{2ř}$	Napínací síla na větvi řemene	[N]
F_2	Síla působící na pero	[N]
F_I	Přenášená obvodová síla prvního převodu	[N]
F_{II}	Přenášená obvodová síla druhého převodu	[N]
F_{kI}	Zatížení od řezného kotouče prvního převodu	[N]
F_o	Předpětí řemene	[N]
F_{oI}	Předpětí řemene prvního převodu	[N]
F_{oII}	Předpětí řemene druhého převodu	[N]
$F_{řzI}$	Řezná síla na zub prvního převodu	[N]
$F_{řzII}$	Řezná síla na zub druhého převodu	[N]
$F_{řI}$	Řezná síla potřebná pro řez při prvním převodě	[N]
$F_{řII}$	Řezná síla potřebná pro řez při druhém převodě	[N]
F_{VI}	Výsledná napínací síla řemene prvního převodu	[N]
F_{VII}	Výsledná napínací síla řemene druhého převodu	[N]
F_{VCH}	Výsledná napínací síla řemene v chodu	[N]
K_I	Celkový počet řemenů prvního převodu	[–]
K_{II}	Celkový počet řemenů druhého převodu	[–]
L_{pI}	Délka řemene prvního převodu	[mm]
L_{pII}	Délka řemene druhého převodu	[mm]
L_{pI}'	Předběžná délka řemene prvního převodu	[mm]
L_{pII}'	Předběžná délka řemene druhého převodu	[mm]
M_I	Šířka věnce řemenice prvního převodu	[mm]

M_{II}	Šířka věnce řemenice druhého převodu	[mm]
N_{oI}	Jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem prvního převodu	[kW]
N_{oII}	Jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem druhého převodu	[kW]
N_{pI}	Skutečný výkon přenášený jedním řemenem prvního převodu	[kW]
N_{pII}	Skutečný výkon přenášený jedním řemenem druhého převodu	[kW]
P_1	Jmenovitý výkon	[kW]
P_2	Jmenovitý výkon na hřídeli	[kW]
P_{2minI}	Výkon motoru potřebný pro řez při prvním převodě	[kW]
P_{2minII}	Výkon motoru potřebný pro řez při druhém převodě	[kW]
R	Poloměr zaoblení horní hrany drážky řemenice	[mm]
R_{e11500}	Mez kluzu pro ocel 11 500	[MPa]
$S_{třI}$	Plocha odebírané třísky pro první převod	[mm ²]
$S_{třII}$	Plocha odebírané třísky pro druhý převod	[mm ²]
T_1	Točivý moment hnací řemenice	[N · m]
T_{2I}	Točivé momenty prvního převodu na hnané hřídeli	[N · m]
T_{2II}	Točivé momenty druhého převodu na hnané hřídeli	[N · m]
$T_{2řI}$	Točivý moment prvního převodu potřebný pro řez	[N · m]
$T_{2řII}$	Točivý moment druhého převodu potřebný pro řez	[N · m]
W_p	Výpočtová šířka drážky řemenice	[mm]
b_{min}	Hloubka drážky nad výpočtovou šířkou	[mm]
b_p	Šířka pera	[mm]
d_1	Nejmenší průměr hřídele	[mm]
d_2, d_4	Průměr hřídele pro ložisko	[mm]
d_3	Průměr hřídele	[mm]

d_6	Průměr hřídele pro klíč	[mm]
d_5	Průměr hřídele pro otvoru řezného kotouče	[mm]
d'_1	Minimální průměr hřídele bez přidání průměru pro pero	[mm]
d_{r1}	Průměr vrtání hnané řemenice	[mm]
e	Vzdálenost mezi osami drážek	[mm]
f	Vzdálenost mezi osou krajní drážky a nejbližší čelní stranou řemenice	[mm]
f_I	Součinitel vláknového tření prvního převodu	[–]
f_{II}	Součinitel vláknového tření druhého převodu	[–]
f_{kI}	Součinitel tření v klínové drážce prvního převodu	[–]
f_{kII}	Součinitel tření v klínové drážce druhého převodu	[–]
f_{oI}	Ohybová frekvence prvního převodu	[s ⁻¹]
f_{oII}	Ohybová frekvence druhého převodu	[s ⁻¹]
f_{OD}	Dovolená ohybová frekvence	[s ⁻¹]
f_p	Doporučený posuv při řezu	[mm · s ⁻¹]
f_{st}	Součinitel suchého smykového tření	[–]
f_{zI}	Posuv na zub prvního převodu	[mm]
f_{zII}	Posuv na zub druhého převodu	[mm]
h	Maximální výška řezaného dřeva	[mm]
h_{\min}	Hloubka drážky pod výpočtovou šířkou	[mm]
i	Převodový poměr	[–]
i_{skI}	Skutečný převodový poměr prvního převodu	[–]
i_{skII}	Skutečný převodový poměr druhého převodu	[–]
k	Bezpečnost hřídele	[–]
k_p	Bezpečnost proti prokluzu řemene	[–]

$k_{\check{r}}$	Počet kol, přes které se řemen ohýbá	[–]
l_m	Délka válcového konce hřídele motoru	[mm]
l_{p1}	Délka těsného pera na hnací hřídeli	[mm]
l_{p2}	Délka těsného pera na hnané hřídeli	[mm]
l_{p1}'	Délka pera pro hnací řemenici, na kterou působí tlak	[mm]
l_{p2}'	Délka pera pro hnanou řemenici, na kterou působí tlak	[mm]
l_{pm}	Délka pera motoru	[mm]
n_1	Jmenovité otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_{2I}	Otáčky na hnané hřídeli prvního převodu	[min ⁻¹]
n_{2II}	Otáčky na hnané hřídeli druhého převodu	[min ⁻¹]
n_{2k}	Maximální otáčky kotouče	[min ⁻¹]
p	Tvrdost dřeva	[MPa]
p_{D2}	Dovolený měrný tlak	[MPa]
s	Šířka řezného kotouče	[mm]
s_p	Šířka řezu	[mm]
$s_{\check{r}}$	Skluz řemene	[–]
t	Rozteč zubů	[mm]
t_1	Hloubku drážky v náboji	[mm]
t_h	Hloubka drážky v hřídeli	[mm]
v_{1I}	Obvodová rychlost hnací řemenice prvního převodu	[m · s ⁻¹]
v_{1II}	Obvodová rychlost hnací řemenice druhého převodu	[m · s ⁻¹]
v_{1MAX}	Maximální obvodová rychlost použitého řemene	[m · s ⁻¹]
v_k	Řezná rychlost	[m · s ⁻¹]
v_{kmax}	Maximální řezná rychlost kotouče	[m · s ⁻¹]

y	Délka třísky	[mm]
y_0	Délka oblouku	[mm]
z	Počet zubů na řezném kotouči	[–]
z_z	Počet zubů v záběru	[–]
α_{dI}	Úhel drážky řemenice prvního převodu	[°]
α_{dII}	Úhel drážky řemenice druhého převodu	[°]
α_{oI}	Úhel opásání prvního převodu	[°]
α_{oII}	Úhel opásání druhého převodu	[°]
$\alpha_{\check{r}p}$	Úhel sklonu řemenového převodu	[°]
α_z	Úhel čela zubu	[°]
$\tilde{\alpha}_I$	Úhel opásání malé řemenice prvního převodu v obloukové míře	[rad ⁻¹]
$\tilde{\alpha}_{II}$	Úhel opásání malé řemenice druhého převodu v obloukové míře	[rad ⁻¹]
γ_I	Doplňkový úhel prvního převodu	[°]
γ_{II}	Doplňkový úhel druhého převodu	[°]
η_L	Účinnost ložisek	[–]
$\eta_{\check{r}}$	Účinnost řemenového převodu	[–]
σ_{red}	Redukované namáhání hřídele	[MPa]
τ_D	Dovolené namáhání v krutu	[MPa]

Úvod

V této práci se budu zaměřovat na návrh stolní kotoučové pily. Práci jsem si vybral, protože jsem už na takové pile řezal a chtěl jsem se s tímto tématem více seznámit a prokázat svoje zkušenosti při návrhu.

Mým cílem bude navrhnout stolní kotoučovou pilu pro řezání všeho druhu suchého dřeva a seznámení se s různými druhy pil. Navrhovat se bude: motor, řemen, základna, fixace polohy pily, způsob přemísťování a hřídel se skříni. Dále udělám 3D model pily, výkresovou dokumentaci a pevnostní analýzu pro znázornění působení deformaci ve vhodném CAD systému.

1 Pila

Pila byla vytvořena pro ulehčení, zrychlení nebo zastoupení práce člověka. Je to zařízení sloužící k řezání dřeva, kovů a jiných materiálů. Podle druhu poháněcího zařízení rozlišujeme pily:

- ruční,
- strojní.

1.1 Ruční pily

Druh pil, které se používají, jak název napovídá, ručně. Znamená to, že sílu a pohyb potřebný k řezání materiálů vytváří člověk.

Do ručních pil patří:

- pila ocaska,
- čepová pila,
- pila na kov,
- prořezávací pila,
- japonská pila,
- lupénková pila,
- oblouková pila. [1]

1.2 Strojní pily

Druh pil, u kterých se využívá elektrická energie potřebná k uvedení do pohybu řezné části pily, zdali už roztočení, nebo rozkmitání na požadovanou rychlost.

Do strojních pil patří:

1.2.1 Pokosová pila

Jedná se o pilu, která umožňuje přesný a hladký řez pod libovolným úhlem. Řezným nástrojem je pilový kotouč, roztočen na požadovanou rychlost. Tento kotouč je uložen v pohyblivém rameni, co dává lepší kontrolu nad řezem. [2, 3]



Obr. 1 – Pokosová pila [3]

1.2.2 Řetězová pila

Jedná se o jednu z prvních strojních pil na trhu. Jak už název napovídá, tato pila využívá k řezu řetěz se zuby. Tento řetěz je veden velkou rychlostí po jazyku pily, co způsobuje řez. Nevýhodou je nepřesnost a špatná kontrola při řezu, pila to však nahrazuje svou rychlostí a efektivitou. Používá se ke kácení a odvětvování stromů, rozřezávání kmenů a jiných dřevěných materiálů. [2, 4]



Obr. 2 – Elektrická řetězová pila [4]

1.2.3 Pila ocaska

Tento druh pily je mechanickou napodobeninou ruční pily. Řezná část je vytlačena dopředu a pak vtlačena zpátky. Tento cyklus se velmi rychle opakuje a vykonává pohyb, který prořezává dřevo. Používá se také k řezání jiných materiálů jako: sádrokarton, plynobeton, cihly, kov, plast a podobně, stačí jenom vyměnit řeznou část na vhodnou pro jednotlivé materiály. Nevýhodou je nepřesnost. [2, 5]



Obr. 3 – Elektronická pila ocaska [5]

1.2.4 Přímočará pila

Tato pila je výjimečná svým tenkým dlouhým ostřím. Používá se hlavně na přesné vyřezávání požadovaných tvarů v materiálech jako je dřevo, lamino desky, plasty, plechy, oceli a lehké kovy. Řezací proces je obdobný jako u pily ocasky, až na dvě výjimky. Při řezání, ostří směřuje dolů a zadruhé je navrženo speciálně na zakřivené řezy. Dalšími výhodami jsou přesnost a možnost řezání vnitřních tvarů. [2, 6]



Obr. 4 – Přímočará pila [6]

1.2.5 Pásová pila

Tento druh pily patří mezi nejužitečnější pro řezání kovu a dřeva. Velkou výhodou je bezpečnost při práci a tichý chod. Princip je obdobný jako u přímočaré pily, až na řeznou sílu, která je daleko větší. Řeznou část tvoří nekonečný pás kovu se zuby z jedné strany. Tento pás je navinutý kolem dvou, nebo více kotoučů. Při řezu je nutno dávat pozor na pás, který má tendenci ujíždět. [2]



Obr. 5 – Pásová pila [7]

1.2.6 Lupínková pila

Jedná se vysoce specializovaný druh strojní pily, jelikož je určeny pro extrémně přesné řezy. Používá se na složité řezy, nebo na vyřezávání vzorů ve dřevě. Obdobně jako u pásové pily, řeznou část tvoří pás se zuby, který je navinutý mezi dva kotouče, a tím tvoří nekonečný pás. Nevýhodou je však omezena tloušťka dřeva, která obvykle bývá 50 mm. [2]



Obr. 6 – Lupínková pila [8]

1.2.7 Kotoučová pila

Jedná se o všestranné ruční nářadí z rotující řeznou částí, která je tlačena přes obrobek. Výhodou je přenosnost a malá velikost. Používá se k řezání dřeva, dřevotřísky, lamino desek, plastů, ale i lehkých kovů. Další výhodou je možnost výměny řezného kotouče na jiný typ, což umožňuje řezání i tvrdších materiálů jako je kov, kámen nebo keramika. Nevýhodou je nepřesnost. [1, 2, 9]

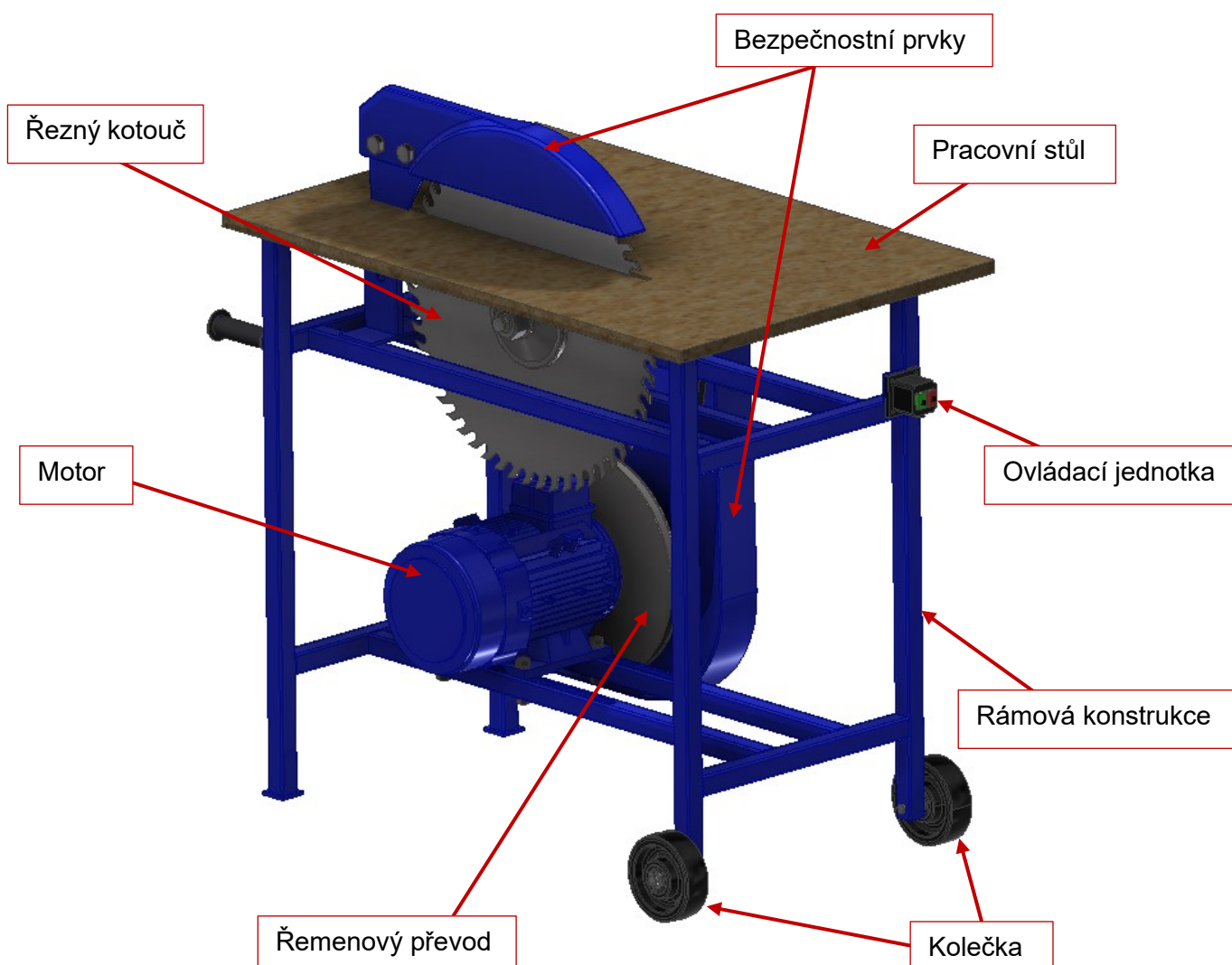


Obr. 7 – Kotoučová pila [9]

2 Stolní kotoučová pila

Stolní kotoučová pila je nástroj používaný k řezání dřeva. Skládá se z pilového kotouče, nasunutého na hřídeli a přitáhnutého maticí. Tento kotouč je nejčastěji poháněn elektrickým motorem pomocí řemene, nebo pomocí ozubených kol. Zuby řezného kotouče vyčnívají přes pracovní stůl, který poskytuje podporu pro řezaný materiál, obvykle dřevo. Pila musí obsahovat bezpečnostní prvky jako jsou kryty nebo vodící pravítka, které chrání před možným zraněním. Celý stůl bývá opřen na rámové konstrukci, která přenáší zatížení a fixuje polohu. K zapnutí, nebo vypnutí motoru se používá ovládací jednotka, obvykle umístěná pod pracovním stolem. K přemísťování se používají kolečka, které jsou připevněné k rámové konstrukci.

U některých druhu stolních kotoučových pil je hloubka řezu nastavitelná (čím víc vyčnívá řezný kotouč nad pracovní stůl, tím je větší možnost řezu vyšších materiálů). Další možností je natočení řezného kotouče, což umožňuje řez materiálu pod požadovaným úhlem. [1, 10]



Obr. 8 – Hlavní části stolní kotoučové

2.1 Proces řezu

Řezný kotouč je upevněn k rámové konstrukci a řezaný materiál, na pracovním stole, se pomalu k němu přibližuje. Zuby zasáhnou materiál a vytvoří malou třísku, která je odvedena pryč. Proces se opakuje až do přeřezání požadovaného materiálu.

Charakteristika řezu:

- provádí se zuby umístěnými na okraji řezného kotouče,
- má úzký zářez a hladký povrch,
- je rovný a přesný,
- obvykle zanechává otřepy na spodní hraně řezaného materiálu.

Bezpečnost práce

Podle statistiky patří cirkulárka mezi nejnebezpečnější dřevoobráběcí stroje. Než pracovník začne práci na stroji, musí se předem seznámit se všemi riziky, které hrozí, aby věděl, na co si dát pozor a čeho se vyvarovat. [3, 10]

3 Výběr řešení

Dle zadání byly stanoveny určité požadavky, které musí moje stolní kotoučová pila splňovat. Tyto požadavky jsem využil k sestavení různých variant řešení, které jsem pak ohodnotil podle různých kritérií hodnocení.

Požadavky:

- umožnění použití zařízení v různých místech s fixací polohy,
- zakomponování bezpečnostních prvků,
- možnost změny otáček,
- uchycení pilového kotouče.

Kritéria hodnocení:

- cena,
- vzhled,
- hmotnost,
- praktičnost,
- nárok na údržbu,
- přemístitelnost,
- bezpečnost.

U daných variant řešení jsem hodnotil splnění kritérií známkami 1–5 a vybral řešení s nejlepším průměrem.




3.1 Morfologická matice

Tab. 1 – Morfologická matice

Dílčí funkce	Funkční principy/orgány – nositelé funkcí		
	1	2	3
Fixace polohy	Kolečka s brzdami	Nohy	Kolečka a nohy
Změna otáček	Řemen	Převodovka	Frekvenční měnič
Kryty	Za kotoučem a na řemenovém převodě	Vedle stolu a na řemenovém převodě	Vedle stolu, pod stolem a na řemenovém převodě
Vodicí lišty	Bez vodicích lišt	S vodicími lištami	
Rozměry stolu (délka x šířka) [mm]	950 x 600	1200 x 800	
Materiál pracovní desky	Ocel	Nepromokavé dřevo	Hliník
Způsob uchycení pilového kotouče	Kotouče	Pero	Kotouče s výřezy

3.2 Řešení

Tab. 2 – Hodnocení variant řešení

	Cena	Vzhled	Hmotnost	Praktičnost	Nárok na údržbu	Přemístitelnost	Bezpečnost	Průměr
Varianta 1 	4	2	4	2	2	1	1	2,29
Varianta 2 	1	2	2	3	3	2	2	2,14
Varianta 3 	2	3	3	3	3	2	2	2,57

S nejnižším průměrem vyšla varianta 2, konstruoval jsem proto tuto variantu.

4 Návrhy a výpočty

4.1 Motor

Při návrhu motoru jsem nejdřív vybral motor a po provedení výpočtu, zkontroloval. Pokud byl daný výkon nedostatečný nebo zbytečně velký, vybral jsem jiný. Tento způsob byl pro mě výhodnější, jelikož jsem měl všechny výpočty v excelu a měnil jsem jenom některé parametry.

Při volbě prvního motoru jsem se inspiroval výkonem a otáčkami motorů použitých u existujících podobných typů stolních kotoučových pil.

Výsledný použitý motor je firmy Leroy-Somer typu LSES 100LR. Jedná se o asynchronní, třífázový, čtyřpólový, indukční motor. [11]

Tab. 3 – Parametry motorů [12]

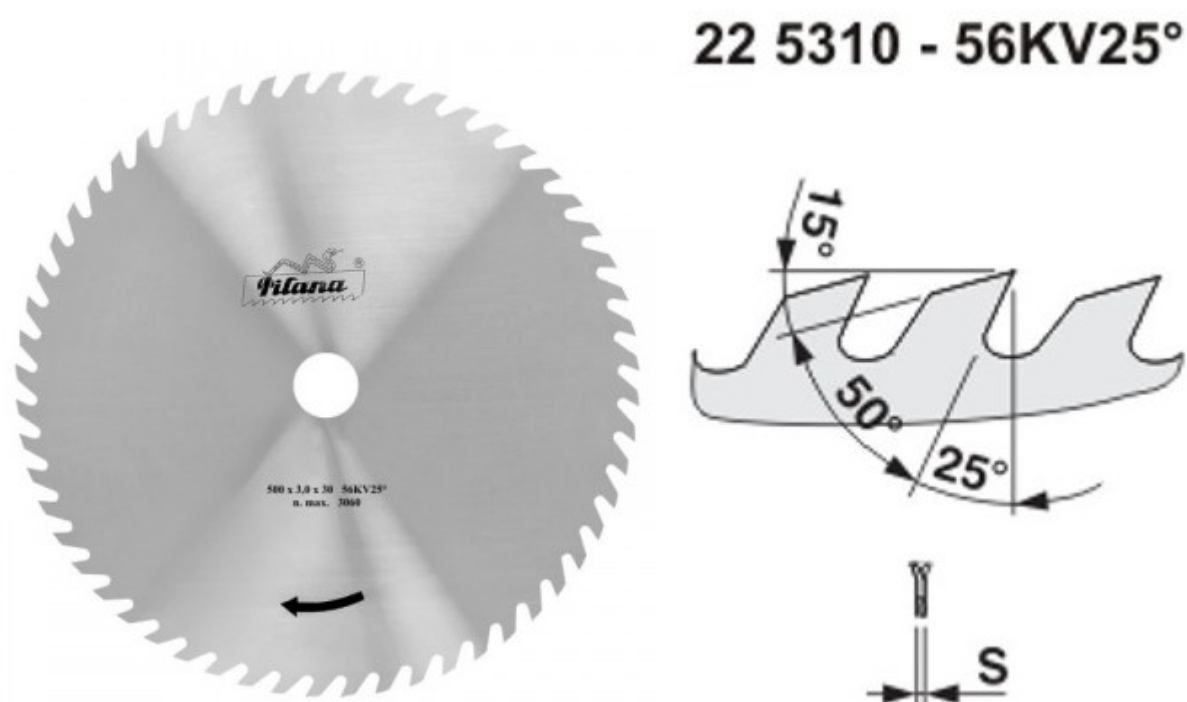
Typ	LSES 100
Napětí	220/380 V
Frekvence	50 Hz
Výkon	3 kW
Rychlost otáčení	1500 min ⁻¹
Směr montáže	IM B3
Energetická třída	IE2
Hmotnost	24,4 kg
Výstupní hřídel	28x60 mm
Výška hřídele	100 mm
Materiál pláště	Hliník



Obr. 9 – Motor typu LSES 100LR [11]

4.2 Řezný kotouč

Pro průměr řezného kotouče jsem volil maximální rozměr dle zadání, což bylo $D_k = 500$ mm. Použil jsem pilový kotouč na dřevo 500x3,0x30 5310 - 56KV25° firmy PILANA.



Obr. 10 – Řezný kotouč na dřevo 5310 – PILANA [13]

Tab. 4 – Parametry řezného kotouče [13]

Průměr kotouče D_k	500 mm
Tloušťka těla	3 mm
Upínací otvor	30 mm
Počet zubů	56
Tvar zubů	KV
Úhel čela zubů	25°
Max. řezná rychlost v_{kmax}	80 m·s ⁻¹
Cena	1313 Kč

Tab. 5 – Doporučené otáčky řezných kotoučů podle řezných rychlostí [14]

Doporučené otáčky [1/min]										
D_k [mm]	Řezná rychlost v_k [m/sec]									
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
100	1910	3820	5730	7640	9550	11460	13370	15280	17190	19100
150	1270	2550	3820	5100	6370	7640	8920	10190	11500	12730
200	960	1910	2870	3820	4780	5730	6690	7640	8600	9550
250	760	1530	2290	3060	3820	4590	5350	6110	6880	7640
300	640	1270	1910	2550	3180	3820	4460	5100	5740	6370
350	550	1090	1640	2180	2730	3280	3820	4370	4900	5460
400	480	960	1430	1910	2390	2870	3340	3820	4300	4780
450	430	850	1270	1700	2120	2550	2970	3400	3820	4250
500	380	760	1150	1530	1910	2290	2680	3050	3440	3820
550	350	690	1040	1390	1740	2080	2430	2780	3120	3470
600	320	640	960	1270	1590	1910	2230	2550	2880	3180
650	290	590	880	1180	1470	1760	2060	2350	2640	2940
700	270	550	820	1090	1360	1640	1910	2180	2450	2730
750	250	510	760	1020	1270	1530	1780	2040	2290	2550
800	240	480	720	950	1190	1430	1670	1910	2150	2390

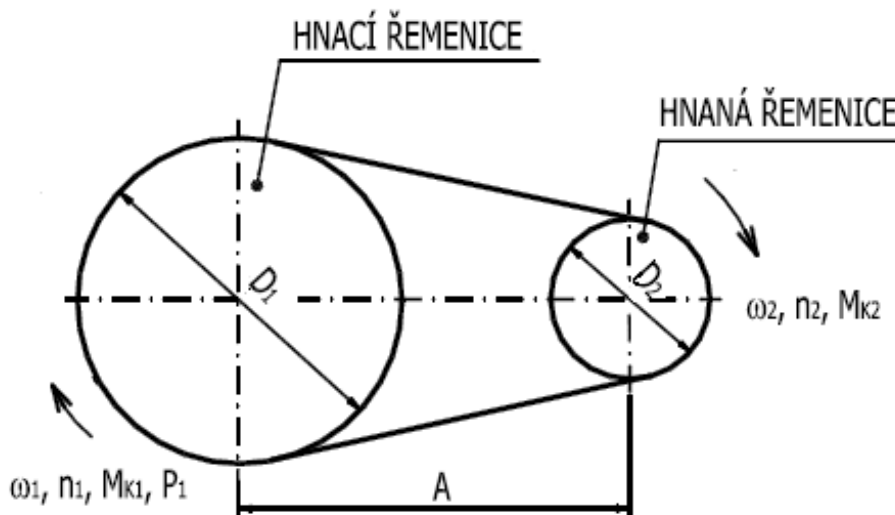
Převodový poměr:

$$i = \frac{n_1}{n_{2k}} = \frac{1500}{3050} = 0,49 \quad (1)$$

4.3 Volba řemenových převodů

Řemenový převod obsahuje hnací řemenici, hnanou řemenici a klínový řemen klasického průřezu, který přenáší jmenovitý výkon $P_1 = 3 \text{ kW}$ a jmenovité otáčky $n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$. Převod je dále určen převodovým poměrem $i = 0,49$.

Celý postup návrhu je udělán podle [15].



Obr. 12 – Řemenový převod [15]

Stanovení typu klasického průřezu klínového řemene

V závislosti na přenášeném výkonu a otáčkách hnací řemenice byl dle ČSN 02 3111 stanoven průřez řemene A Industrial.

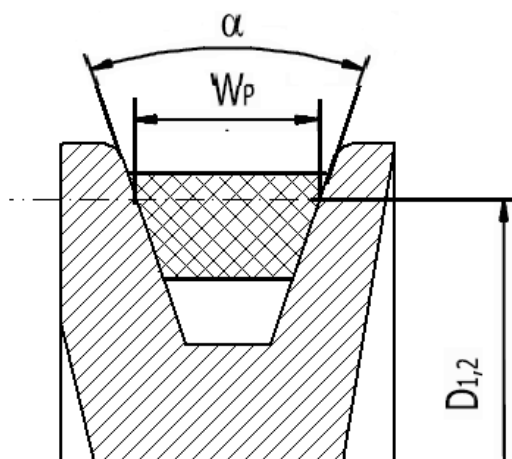
Stanovení minimálního výpočtového průměru řemenice

Řemen se při otáčení prohýbá a mohl by nadměrným ohybovým namáháním popraskat. Z tohoto důvodu je výpočtový průměr řemenic omezen určitou minimální velikostí.

V závislosti na velikosti klasického průřezu řemene A je $D_{min} = 90 \text{ mm}$ dle ČSN 02 3179.

4.3.1 Návrh průměru řemenic

Průměr hnací řemenice



Obr. 13 – Výpočtový průměr řemenice

Největší průměr řemenice je určen maximální obvodovou rychlostí použitého řemene. Pro řemen typu Industrial je maximální řezná rychlost $v_{1MAX} = 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$D_{1MAX} = \frac{60000 \cdot v_{1MAX}}{\pi \cdot n_1} = \frac{60000 \cdot 25}{\pi \cdot 1500} = 318,31 \text{ mm} \quad (2)$$

Výsledek jsem zaokrouhlil na nejbližší normalizovanou hodnotu podle příslušné průměrové řady. Průměr hnací řemenice prvního převodu D_{1I} jsem volil tak, aby osová vzdálenost prvního převodu vyhověla osové vzdálenosti druhému převodu, a aby byl co největší rozdíl otáček.

Pro první převod jsem volil $D_{1I} = 125 \text{ mm}$.

Pro druhý převod jsem volil $D_{1II} = 315 \text{ mm}$.

Obvodová rychlost hnací řemenice

$$v_{1I} = \frac{\pi \cdot D_{1I} \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,125 \cdot 1500}{60} = 9,93 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3)$$

$$v_{1II} = \frac{\pi \cdot D_{1II} \cdot n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 0,315 \cdot 1500}{60} = 24,74 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4)$$

Průměr hnané řemenice

$$D_{2I} = D_{1I} \cdot i = 125 \cdot 0,49 = 61,25 \text{ mm} \quad (5)$$

Volil jsem $D_{2I} = 90 \text{ mm}$

$$D_{2II} = D_{1II} \cdot i = 315 \cdot 0,49 = 154,35 \text{ mm} \quad (6)$$

Volil jsem $D_{2II} = 160 \text{ mm}$

Skutečný převodový poměr

Skutečný převodový poměr jsem vypočítal z průměrů řemenic, kde se započítává i provozní pružný skluz, což je natahování a zkracování řemene jeho pružností na řemenicích.

Pro řemen typu Industrial je skluz $s_f = 0,02$.

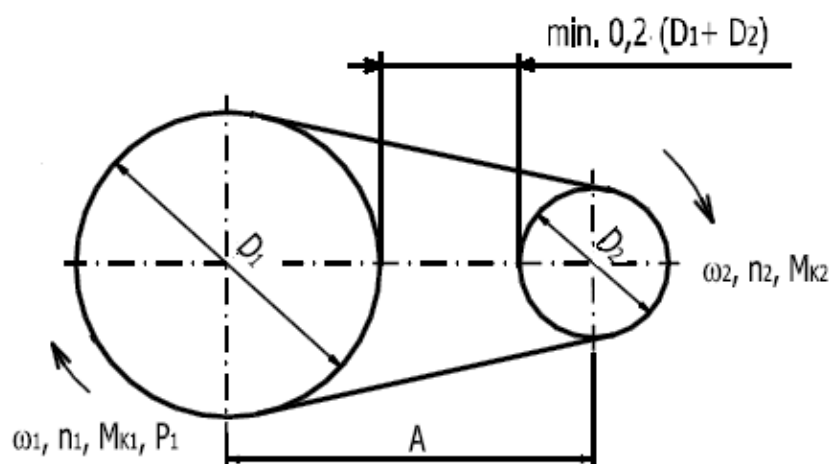
$$i_{skI} = \frac{D_{2I}}{D_{1I} \cdot (1 - s_f)} = \frac{90}{125 \cdot (1 - 0,02)} = 0,73 \quad (7)$$

$$i_{skII} = \frac{D_{2II}}{D_{1II} \cdot (1 - s_f)} = \frac{160}{315 \cdot (1 - 0,02)} = 0,52 \quad (8)$$

4.3.2 Návrh osové vzdálenosti

Při návrhu osových vzdáleností musí být zajištěn minimální a maximální rozestup mezi řemenicemi.

Minimální osová vzdálenost



Obr. 14 – Minimální rozestup mezi řemenicemi [15]

$$\begin{aligned} A_{minI} &= \frac{(D_{1I} + D_{2I})}{2} + 0,2 \cdot (D_{1I} + D_{2I}) \\ &= \frac{(125 + 90)}{2} + 0,2 \cdot (125 + 90) = 150,5 \text{ mm} \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} A_{minII} &= \frac{(D_{1II} + D_{2II})}{2} + 0,2 \cdot (D_{1II} + D_{2II}) \\ &= \frac{(315 + 160)}{2} + 0,2 \cdot (315 + 160) = 332,5 \text{ mm} \end{aligned} \quad (10)$$

Maximální osová vzdálenost

$$A_{maxI} = 2 \cdot (D_{1I} + D_{2I}) = 2 \cdot (125 + 90) = 430 \text{ mm} \quad (11)$$

$$A_{maxII} = 2 \cdot (D_{1II} + D_{2II}) = 2 \cdot (315 + 160) = 950 \text{ mm} \quad (12)$$

Osovou vzdálenost A jsem volil tedy v rozmezí:

$$A_{min} \leq A \leq A_{max} \quad (13)$$

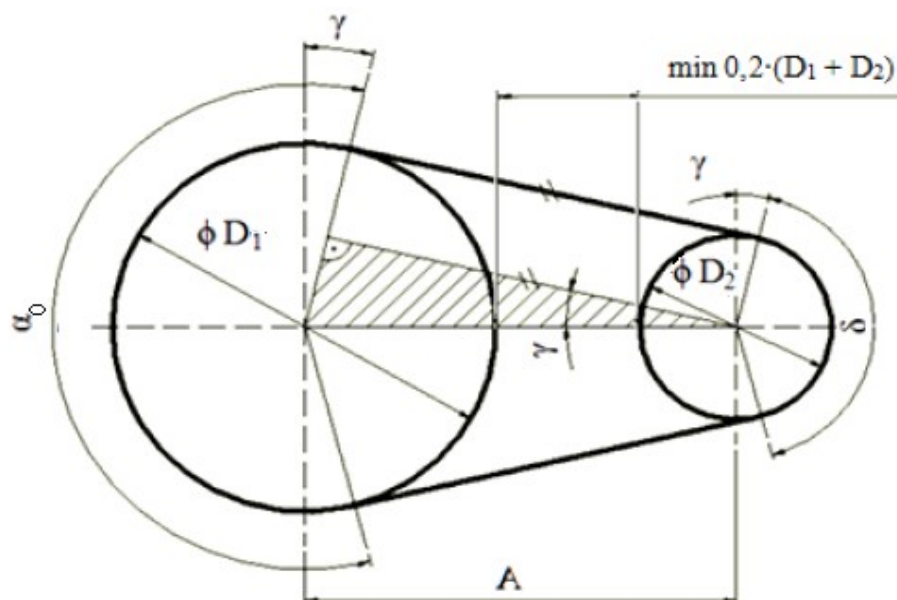
$$150,5 \leq A \leq 430$$

$$332,5 \leq A \leq 950$$

Volil jsem $A = 430 \text{ mm}$.

4.3.3 Určení délky řemene

Úhel opásání hnací řemenice



Obr. 15 – Úhly na řemenovém [15]

$$\frac{\alpha_{oI}}{2} = \arccos\left(\frac{D_{2I} - D_{1I}}{2 \cdot A}\right) = \arccos\left(\frac{90 - 125}{2 \cdot 430}\right) = 92,3^\circ \quad (14)$$

$$\frac{\alpha_{oII}}{2} = \arccos\left(\frac{D_{2II} - D_{1II}}{2 \cdot A}\right) = \arccos\left(\frac{160 - 315}{2 \cdot 430}\right) = 100,4^\circ \quad (15)$$

Doplňkový úhel

$$\gamma_I = \frac{\alpha_{oI}}{2} - 90 = 92,3 - 90 = 2,33^\circ \quad (16)$$

$$\gamma_{II} = \frac{\alpha_{oII}}{2} - 90 = 100,4 - 90 = 10,38^\circ \quad (17)$$

Předběžná délka řemene

Nejdříve jsem vypočítal předběžnou délku řemene a pak jsem ji zaokrouhlil na nejbližší normalizovanou délku řemene.

$$\begin{aligned} L_{pI}' &= 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha_{oI}}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_{1I} + D_{2I}) + \frac{\pi \cdot \gamma_I}{180} \cdot (D_{1I} - D_{2I}) \\ L_{pI}' &= 2 \cdot 430 \cdot \sin(92,3) + \frac{\pi}{2} \cdot (125 + 90) + \frac{\pi \cdot 2,33}{180} \cdot (125 - 90) \\ &= 1198,4 \text{ mm} \end{aligned} \quad (18)$$

Dle [16] jsem volil délku řemene $L_{pI} = 1250 \text{ mm}$.

$$\begin{aligned} L_{pII}' &= 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha_{oII}}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_{1II} + D_{2II}) + \frac{\pi \cdot \gamma_{II}}{180} \cdot (D_{1II} - D_{2II}) \\ L_{pII}' &= 2 \cdot 430 \cdot \sin(100,4) + \frac{\pi}{2} \cdot (315 + 160) + \frac{\pi \cdot 10,38}{180} \cdot (315 - 160) \\ &= 1620,1 \text{ mm} \end{aligned} \quad (19)$$

Dle [16] jsem volil délku řemene $L_{pII} = 1600 \text{ mm}$.

Skutečná osová vzdálenost

Díky normalizované, skutečné délce řemene jsem mohl určit skutečnou osovou vzdálenost.

Hodnota 1,04 ve vzorci (20) představuje 4 % zvětšení výpočtové délky řemene v důsledku napnutí řemene. Změna doplňkového úhlu γ je velmi malá, a proto se ve výpočtu zanedbává.

$$\begin{aligned} A_{skI} &= \frac{1,04 \cdot L_{pI} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot (D_{1I} + D_{2I}) - \frac{\pi \cdot \gamma_I}{180} \cdot (D_{2I} - D_{1I})}{2 \cdot \sin \frac{\alpha_{oI}}{2}} \\ A_{skI} &= \frac{1,04 \cdot 1250 \cdot \frac{\pi}{2} \cdot (125 + 90) - \frac{\pi \cdot 2,33}{180} \cdot (125 - 90)}{2 \cdot \sin(92,3)} = 482,3 \text{ mm} \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} A_{skII} &= \frac{1,04 \cdot L_{pII} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot (D_{1II} + D_{2II}) - \frac{\pi \cdot \gamma_{II}}{180} \cdot (D_{2II} - D_{1II})}{2 \cdot \sin \frac{\alpha_{oII}}{2}} \\ A_{skII} &= \frac{1,04 \cdot 1600 \cdot \frac{\pi}{2} \cdot (315 + 160) - \frac{\pi \cdot 10,38}{180} \cdot (315 - 160)}{2 \cdot \sin(100,4)} \\ &= 480,9 \text{ mm} \end{aligned} \quad (21)$$

4.3.4 Stanovení potřebného počtu řemenů pro první převod

Dle [16] jsem volil tyto hodnoty veličin:

Jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem $N_{oI} = 1,99$ kW. Součinitel délky řemene $C_{LI} = 0,93$. Součinitel vlivu úhlu opásání $C_{\alpha I} = 1$. Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu $C_{pI} = 1,1$ pro střední provoz a střídavý elektrický motor na jednu směnu.

Skutečný výkon přenášený jedním řemenem prvního převodu

$$N_{pI} = N_{oI} \cdot \frac{C_{\alpha I} \cdot C_{LI}}{C_{pI}} = 1,99 \cdot \frac{1 \cdot 0,93}{1,1} = 1,68 \text{ kW} \quad (22)$$

Celkový počet řemenů prvního převodu

Součinitel počtu řemenu v převodu $C_{kI} = 0,95$ pro dva řemeny.

$$K_I = \frac{P_1}{N_{pI} \cdot C_{kI}} = \frac{3}{1,68 \cdot 0,95} = 1,87 \quad (23)$$

Volil jsem 2 řemeny.

4.3.5 Stanovení potřebného počtu řemenů pro druhý převod

Dle [16] jsem volil tyto hodnoty veličin:

Jmenovitý výkon převodu s jedním řemenem $N_{oII} = 4,7$ kW. Součinitel délky řemene $C_{LII} = 0,99$. Součinitel vlivu úhlu opásání $C_{\alpha II} = 1$. Součinitel dynamičnosti a pracovního režimu $C_{pII} = 1,1$ pro střední provoz a střídavý elektrický motor na jednu směnu.

Skutečný výkon přenášený jedním řemenem druhého převodu

$$N_{pII} = N_{oII} \cdot \frac{C_{\alpha II} \cdot C_{LII}}{C_{pII}} = 4,7 \cdot \frac{1 \cdot 0,99}{1,1} = 4,23 \text{ kW} \quad (24)$$

Celkový počet řemenů druhého převodu

Součinitel počtu řemenu v převodu $C_{kII} = 1$ pro jeden řemen.

$$K_{II} = \frac{P_1}{N_{pII} \cdot C_{kII}} = \frac{3}{4,23 \cdot 1} = 0,71 \quad (25)$$

Volil jsem 1 řemen.

4.3.6 Kontrola životnosti řemene

O životnosti řemene rozhoduje, jak často je ohýbán. Kontrolu životnosti řemene jsem provedl pomocí podmínky pro ohybovou frekvenci f_o . Výsledek je počet ohybů řemene za sekundu. Dovolená ohybová frekvence $f_{oD} = 40 \text{ s}^{-1}$ pro klínové řemeny klasického průřezu.

$$f_{oI} = \frac{v_{1I} \cdot 1000 \cdot k_f}{L_{pI}} = \frac{9,82 \cdot 1000 \cdot 2}{1250} = 15,71 \text{ s}^{-1} \quad (26)$$

$$f_{oII} = \frac{v_{1II} \cdot 1000 \cdot k_f}{L_{pII}} = \frac{24,74 \cdot 1000 \cdot 2}{1600} = 30,93 \text{ s}^{-1} \quad (27)$$

$$f_{oI} \leq f_{oD} - \text{vyhovuje.}$$

$$f_{oII} \leq f_{oD} - \text{vyhovuje.}$$

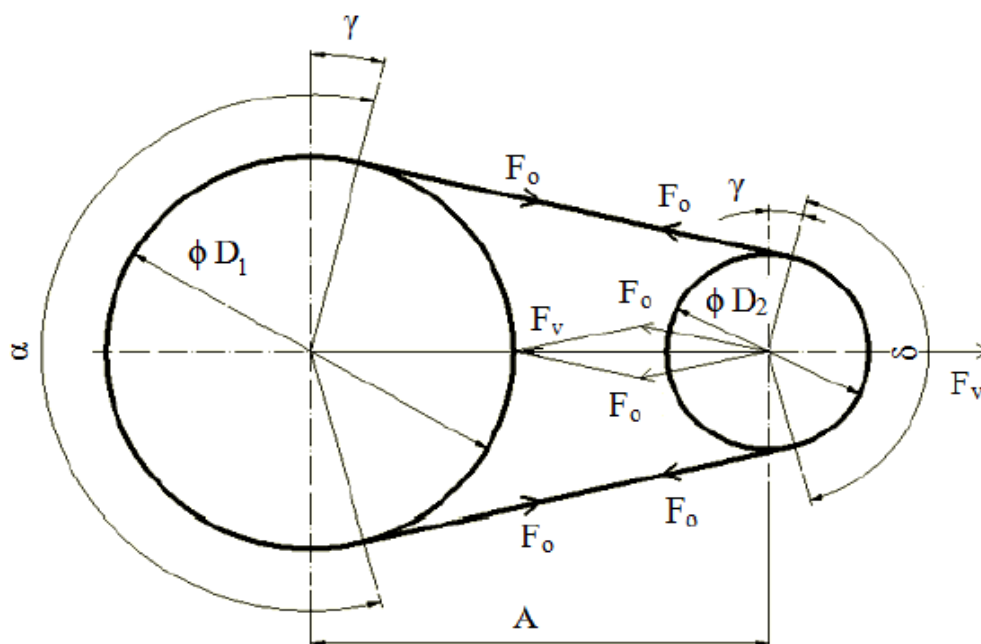
Specifikace navržených řemenů

ŘEMEN A – 1250 ČSN 02 3110

ŘEMEN A – 1600 ČSN 02 3110

4.3.7 Výpočet předpětí řemene

Předpětí řemene je určeno silou F_o , která působí stejnou velikostí na obou větvích řemene a vzniká v klidu po jeho nasunutí na řemenice.



Obr. 16 – Napínací síly řemenového převodu [15]

Točivý moment hnací řemenice

$$T_1 = \frac{30 \cdot P_1}{\pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 3000}{\pi \cdot 1500} = 19,10 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (28)$$

Přenášená obvodová síla

$$F_I = \frac{2 \cdot T_1}{D_{1I}} = \frac{2 \cdot 19,1}{0,125} = 305,58 \text{ N} \quad (29)$$

$$F_{II} = \frac{2 \cdot T_1}{D_{1II}} = \frac{2 \cdot 19,1}{0,315} = 121,3 \text{ N} \quad (30)$$

Součinitel vláknového tření

Pro pryžový řemen a ocelovou řemenici u nového, nezaběhnutého řemene je součinitel suchého smykového tření $f_{st} = 0,35$.

$$f_I = f_{st} + 0,012 \cdot v_{1I} = 0,35 + 0,012 \cdot 9,82 = 0,47 \quad (31)$$

$$f_{II} = f_{st} + 0,012 \cdot v_{1II} = 0,35 + 0,012 \cdot 24,74 = 0,65 \quad (32)$$

Součinitel tření v klínové drážce

Úhel drážky řemenice jsem volil $\alpha_{dI} = 34^\circ$ pro první převod a $\alpha_{dII} = 38^\circ$ pro druhý převod dle [16].

$$f_{kI} = \frac{f_I}{\sin \frac{\alpha_{dI}}{2}} = \frac{0,47}{\sin \frac{34}{2}} = 1,60 \quad (33)$$

$$f_{kII} = \frac{f_{II}}{\sin \frac{\alpha_{dII}}{2}} = \frac{0,65}{\sin \frac{38}{2}} = 1,99 \quad (34)$$

Potřebné předpětí řemene

Bezpečnost proti prokluzu řemene jsem volil $k_p = 1,5$. Úhel opásání malé řemenice prvního převodu v obloukové míře $\tilde{\alpha}_I = 3,06 \text{ rad}^{-1}$ a úhel opásání malé řemenice druhého převodu v obloukové míře $\tilde{\alpha}_{II} = 2,78 \text{ rad}^{-1}$.

$$F_{oI} = k \cdot \frac{F_I}{2} \cdot \frac{e^{f_{kI} \cdot \tilde{\alpha}_I} + 1}{e^{f_{kI} \cdot \tilde{\alpha}_I} - 1} = 1,5 \cdot \frac{305,58}{2} \cdot \frac{e^{1,6 \cdot 3,06} + 1}{e^{1,6 \cdot 3,06} - 1} = 232,6 \text{ N} \quad (35)$$

$$F_{oII} = k \cdot \frac{F_{II}}{2} \cdot \frac{e^{f_{kII} \cdot \tilde{\alpha}_{II}} + 1}{e^{f_{kII} \cdot \tilde{\alpha}_{II}} - 1} = 1,5 \cdot \frac{121,3}{2} \cdot \frac{e^{1,99 \cdot 2,78} + 1}{e^{1,99 \cdot 2,78} - 1} = 91,7 \text{ N} \quad (36)$$

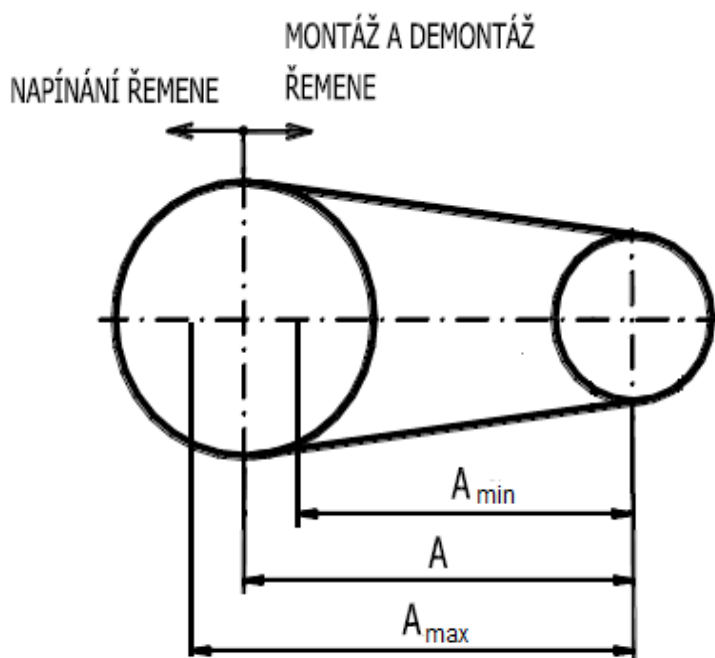
Výsledná napínací síla řemene

$$\begin{aligned}
 F_{VI} &= \sqrt{F_{oI}^2 + F_{oI}^2 + 2 \cdot F_{oI} \cdot F_{oI} \cdot \cos(2 \cdot \gamma_I)} \\
 &= \sqrt{233,7^2 + 233,7^2 + 2 \cdot 233,7 \cdot 233,7 \cdot \cos(2 \cdot 2,33)} \\
 &= 322,5 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{37}$$

$$\begin{aligned}
 F_{VII} &= \sqrt{F_{oII}^2 + F_{oII}^2 + 2 \cdot F_{oII} \cdot F_{oII} \cdot \cos(2 \cdot \gamma_{II})} \\
 &= \sqrt{91,7^2 + 91,7^2 + 2 \cdot 91,7 \cdot 91,7 \cdot \cos(2 \cdot 10,38)} \\
 &= 180,4 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{38}$$

Osová vzdálenost pro nasazení řemene

Z důvodu nutného napnutí řemene a jeho snadné montáže a demontáže musí se zajistit, aby osová vzdálenost byla měnitelná v určitých mezích.



Obr. 17 – Osově vzdálenosti řemenového převodu [15]

$$A_{minI} = A_{skI} - 0,015 \cdot L_{pI} = 482,3 - 0,015 \cdot 1250 = 463,5 \text{ mm} \tag{39}$$

$$A_{maxI} = A_{skI} + 0,03 \cdot L_{pI} = 482,3 + 0,03 \cdot 1250 = 519,8 \text{ mm} \tag{40}$$

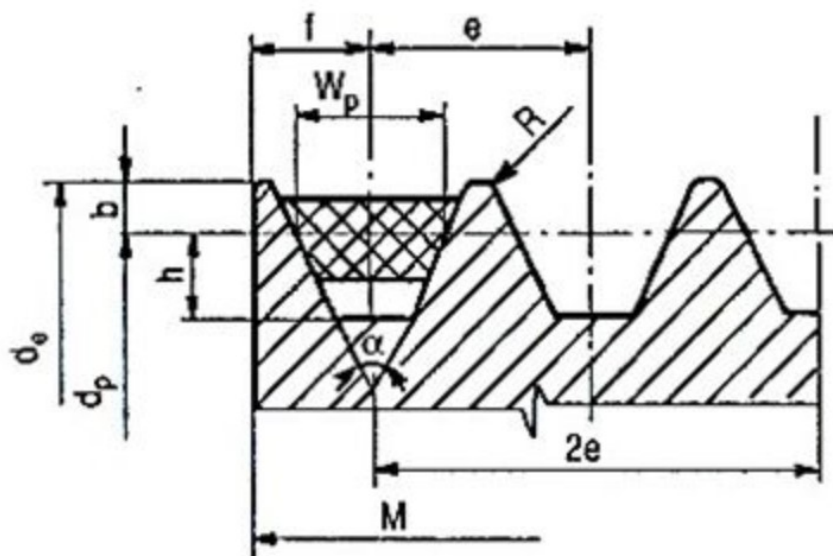
$$A_{minII} = A_{skII} - 0,015 \cdot L_{pII} = 480,9 - 0,015 \cdot 1600 = 456,9 \text{ mm} \tag{41}$$

$$A_{maxII} = A_{skII} + 0,03 \cdot L_{pII} = 480,9 + 0,03 \cdot 1600 = 528,9 \text{ mm} \tag{42}$$

4.3.8 Návrh hnací klínové řemenice

Tab. 6 – Rozměry drážky typu A [15]

Řemen průřezu	W_p [mm]	b_{min} [mm]	h_{min} [mm]	e [mm]	f [mm]	R [mm]
A	11	3,3	8,7	$15 \pm 0,3$	$10 +2, -1$	1



Obr. 18 – Věncí řemenice [16]

Označení věnců dle normy:

VĚNEC ŘEMENICE 125 – A – 2 – ČSN 02 3180

VĚNEC ŘEMENICE 315 – A – 1 – ČSN 02 3180

Šířka věnce řemenice

$$M_I = (K_I - 1) \cdot e + 2 \cdot f = (2 - 1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 35 \text{ mm} \quad (43)$$

$$M_{II} = (K_{II} - 1) \cdot e + 2 \cdot f = (1 - 1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 20 \text{ mm} \quad (44)$$

Kontrola vrtání řemenice

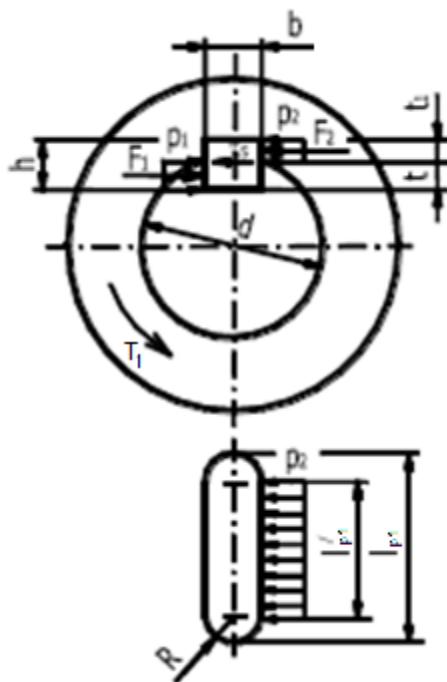
Průměr vrtání řemenice jsem zjednodušeně navrhl z namáhání v krutu, kde dovolené namáhání v krutu $\tau_D = 20 \text{ MPa}$.

$$d_{r1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_1}{\pi \cdot \tau_D}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 19,10}{\pi \cdot 20}} \geq 16,9 \text{ mm} \quad (45)$$

U zvoleného elektromotoru firmy Leroy-Somer je průměr vrtání řemenice $d_{r1} = 28 \text{ mm}$, délka válcového konce hřídele motoru $l_m = 60 \text{ mm}$, délka pera motoru $l_{pm} = 50 \text{ mm}$.

Kontrola délky těsného pera

Délku těsného pera na hnací hřídeli l_{p1} jsem počítal ze vztahů z pevnostní kontroly na otlačení dle ČSN 02 2562. Hodnoty šířky pera $b_p = 8 \text{ mm}$ a hloubku drážky v náboji $t_1 = 2,9 \text{ mm}$ jsem volil dle [16]. Dovolенý měrný tlak $p_{D2} = 100 \text{ MPa}$ pro ocelovou řemenici.



Obr. 19 – Namáhání těsného pera [15]

$$F_2 = \frac{T_1}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{19,1 \cdot 10^3}{\frac{28}{2} + \frac{2,9}{2}} = 1236,2 \text{ N} \quad (46)$$

$$l_{p1}' = \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1} = \frac{1236,2}{100 \cdot 2,9} = 4,3 \text{ mm} \quad (47)$$

$$l_{p1} = l_{p1}' + b_p = 4,3 + 8 = 12,3 \text{ mm} \quad (48)$$

$$l_{p1} < l_{pm} - \text{vyhovuje}$$

4.4 Kontrola volby motoru

Motor jsem kontroloval vypočítáním jmenovitého výkonu na hřídeli a srovnáním ho s potřebným výkonem, který jsem vypočítal z odporu řezaného dřeva.

Jmenovitý výkon na hřídeli

Výkon na hřídeli jsem vypočítal z jmenovitého výkonu motoru po započítání účinnosti řemenového převodu $\eta_{\text{Ř}} = 0,95$ a ložisek $\eta_L = 0,99$.

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_L^2 \cdot \eta_{\text{Ř}} = 3 \cdot 0,99^2 \cdot 0,95 = 2,793 \text{ kW} \quad (49)$$

Otáčky na hnané hřídeli

$$n_{2I} = \frac{i_{skI}}{n_1} = \frac{0,73}{1500} = 2042 \text{ min}^{-1} \quad (50)$$

$$n_{2II} = \frac{i_{skII}}{n_1} = \frac{0,52}{1500} = 2894 \text{ min}^{-1} \quad (51)$$

Posuv na zub

Doporučený posuv při řezu tvrdého dřeva je $f_p = 18 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$f_{zI} = \frac{f_p \cdot 60}{n_{2I} \cdot z} = \frac{18 \cdot 60}{2042 \cdot 56} = 0,0095 \text{ mm} \quad (52)$$

$$f_{zII} = \frac{f_p \cdot 60}{n_{2II} \cdot z} = \frac{18 \cdot 60}{2894 \cdot 56} = 0,0067 \text{ mm} \quad (53)$$

Šířka řezu

U pilového kotouče je každý druhý zub nakloněn o 1/3 šířky zubu s .



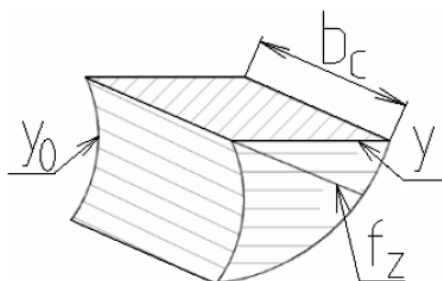
Obr. 20 – Rozvod zubů na pilovém kotouči [17]

$$s_p = s + 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot s = 3 + 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 3 = 5 \text{ mm} \quad (54)$$

Plocha odebírané třísky

Vycházel jsem z úvahy, že délka oblouku y_0 a délka třísky y jsou srovnatelné s posuvem na zub f_z .

$$y_0 = y = f_z \quad (55)$$

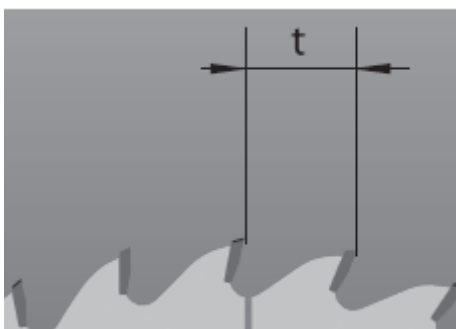


Obr. 21 – Rozměry třísky za posuv na zub [18]

$$S_{třI} = (s_p + 2 \cdot f_{zI}) \cdot f_{zI} = (5 + 2 \cdot 0,0095) \cdot 0,0094 = 0,047 \text{ mm}^2 \quad (56)$$

$$S_{třII} = (s_p + 2 \cdot f_{zII}) \cdot f_{zII} = (5 + 2 \cdot 0,0067) \cdot 0,0067 = 0,033 \text{ mm}^2 \quad (57)$$

Rozteč zubů



Obr. 22 – Rozteč zubů na řezném kotouči [14]

$$t = \frac{D_k \cdot \pi}{z} = \frac{500 \cdot \pi}{56} = 28,05 \text{ mm} \quad (58)$$

Počet zubů v záběru

Maximální výška řezaného dřeva dle zadání $h = 200 \text{ mm}$.

$$z_z = \frac{h \cdot 1,45}{t} = \frac{200 \cdot 1,45}{28,05} = 10,34 \quad (59)$$

Řezná síla na zub

Tab. 7 – Tvrdosti dřev při daných vlhkostech [18]

Tvrdost dřeva na ploše (MPa) při vlhkosti						
	Čelní		Rdiální		Tangenciální	
Druh dřeva	12 %	>30 %	12 %	>30 %	12 %	>30 %
Modřín	43,5	20,5	29	13,5	29	14
Borovice	28,5	13,5	24	11	25	11,5
Smrk	26	12	18	8,5	18,5	8,5
Akát	97	57,7	68	40,5	78	46,5
Jasan	80	48	59	35	67	39,5
Dub	67,5	40	56	33,5	49	29
Buk	61	36,5	43,5	25,5	44,5	26,5
Habr	90,5	54	77	45,5	78,5	47
Lípa	26	15,5	17,5	10	18	10,5

Volil jsem nejtvrdší dřevo pro nejhorší variantu $p = 97$ MPa.

$$F_{\check{r}zI} = p \cdot S_{t\check{r}I} = 97 \cdot 0,047 = 4,599 \text{ N} \quad (60)$$

$$F_{\check{r}zII} = p \cdot S_{t\check{r}II} = 97 \cdot 0,033 = 3,241 \text{ N} \quad (61)$$

Řezná síla potřebná pro řez

$$F_{\check{r}I} = F_{\check{r}zI} \cdot z_z = 4,599 \cdot 10,34 = 47,54 \text{ N} \quad (62)$$

$$F_{\check{r}II} = F_{\check{r}zII} \cdot z_z = 3,241 \cdot 10,34 = 33,50 \text{ N} \quad (63)$$

Točivý moment potřebný pro řez

$$T_{2\check{r}I} = \frac{F_{\check{r}I} \cdot D_k}{2} = \frac{47,54 \cdot 0,5}{2} = 11,89 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (64)$$

$$T_{2\check{r}II} = \frac{F_{\check{r}II} \cdot D_k}{2} = \frac{33,5 \cdot 0,5}{2} = 8,38 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (65)$$

Výkon motoru potřebný pro řez

$$P_{2minI} = \frac{T_{2\check{r}I} \cdot \pi \cdot n_{2I}}{30} = \frac{11,89 \cdot \pi \cdot 2042}{30} = 2541 \text{ W} \quad (66)$$

$$P_{2minII} = \frac{T_{2\check{r}II} \cdot \pi \cdot n_{2II}}{30} = \frac{8,38 \cdot \pi \cdot 2894}{30} = 2538 \text{ W} \quad (67)$$

$$P_{2minI} < P_2 \quad (68)$$

2541 < 2793 – motor vyhovuje

4.5 Návrh hřídele

Jako materiál hřídele jsem navrhl oceli 11 500. Jedná se o konstrukční ocel, která je vhodná pro strojní součásti namáhané statický i dynamický. $R_{e11500} = 245 \text{ MPa}$. [16]

Točivé momenty na hnané hřídeli

$$T_{2I} = \frac{30 \cdot P_2}{\pi \cdot n_{2I}} = \frac{30 \cdot 2793}{\pi \cdot 2042} = 13,06 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (69)$$

$$T_{2II} = \frac{30 \cdot P_2}{\pi \cdot n_{2II}} = \frac{30 \cdot 2793}{\pi \cdot 2894} = 9,22 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (70)$$

Pro další výpočet jsem použil horší variantu tedy T_{2I} .

Stanovení nejmenšího průměru hřídele

Dovolené namáhání v krutu $\tau_D = 20 \text{ MPa}$.

$$d'_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{2I}}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 13,06}{\pi \cdot 20}} = 14,9 \text{ mm} \quad (71)$$

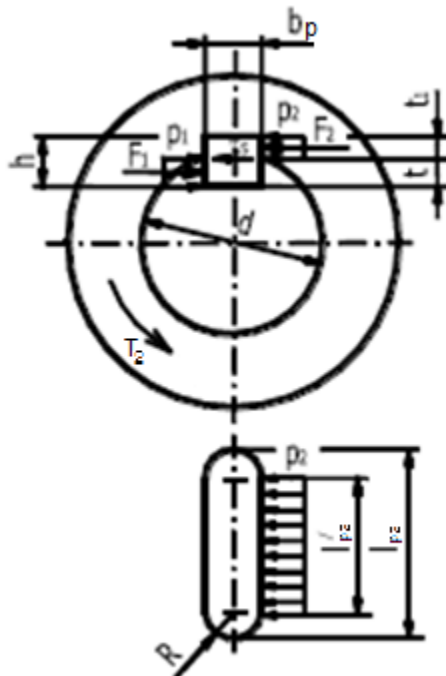
Přidání hloubky drážky v hřídeli $t_h = 4,7 \text{ mm}$ dle [16].

$$d_1 = d'_1 + t_h = 14,9 + 4,7 = 19,6 \text{ mm} \quad (72)$$

Volil jsem $d_1 = 30 \text{ mm}$ kvůli dlouhé délky a následujícímu průměru, který musel být 35 mm z důvodu průměru otvoru řezného kotouče $d_5 = 30 \text{ mm}$.

Déla těsného pera na hřídeli

Délku těsného pera na hnací hřídeli l_{p2} jsem počítal ze vztahů z pevnostní kontroly na otlačení dle ČSN 02 2562. Hodnoty šířky pera $b_p = 10$ mm a hloubku drážky v náboji $t_1 = 3,3$ mm jsem volil dle [16]. Dovolенý měrný tlak $p_{D2} = 100$ MPa pro ocelovou řemenici.



Obr. 23 – Namáhání těsného pera [15]

$$F_2 = \frac{T_{2I}}{\frac{d_1}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{13,06 \cdot 10^3}{\frac{30}{2} + \frac{3,3}{2}} = 784,7 \text{ N} \quad (73)$$

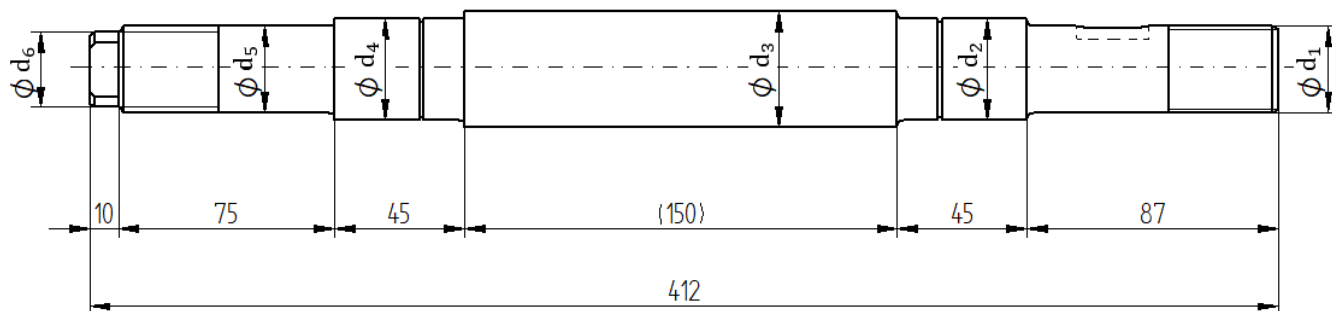
$$l_{p2}' = \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1} = \frac{784,7}{100 \cdot 3,3} = 2,4 \text{ mm} \quad (74)$$

$$l_{p2} = l_{p2}' + b_p = 2,4 + 10 = 12,4 \text{ mm} \quad (75)$$

Volil jsem nejbližší možnou délku pera. Dle [16] $l_{p2} = 25$ mm.

PERO 10e7 x 8 x 25 ČSN 02 2562

4.5.1 Rozměry hřídele



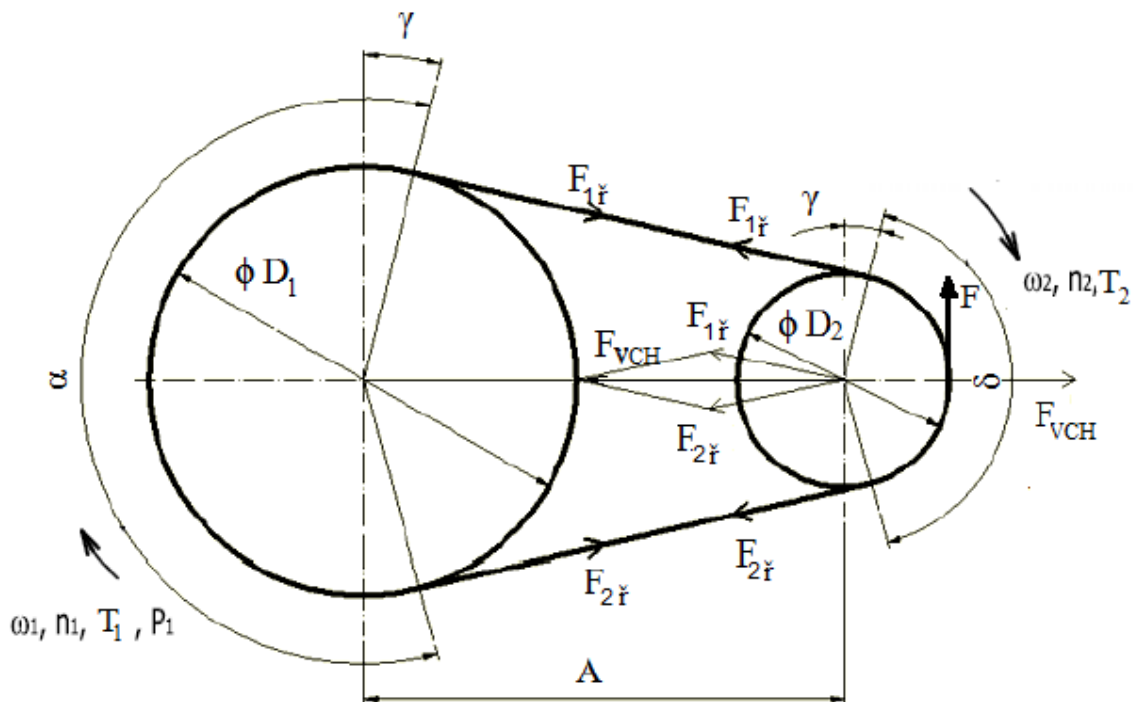
Obr. 24 – Hřídel

- $d_1 = 30 \text{ mm}$
- $d_2 = 35 \text{ mm}$
- $d_3 = 40 \text{ mm}$
- $d_4 = 35 \text{ mm}$
- $d_5 = 30 \text{ mm}$
- $d_6 = 26 \text{ mm}$

4.5.2 Zatížení hřídele

Tahové síly v řemeni v chodu

Na hřídel působí výsledná napínací síla řemene. Pro výpočet jsem použil, již dříve vypočtenou, přenášenou obvodovou sílu $F_l = 305,6 \text{ N}$ (29) a součinitel vláknového tření $f_l = 0,47$ (31). Zatížení z hmotností řemene je zanedbatelné. Úhel opásání řemenice v obloukové míře $\alpha_l = 3,22 \text{ rad}^{-1}$.



Obr. 25 – Napínací síly v chodu [15]

Napínací síly na větvích řemene:

$$F_{1ř} = F_I \cdot \frac{e^{f_1 \tilde{\alpha}_I}}{e^{f_1 \tilde{\alpha}} - 1} = 305,6 \cdot \frac{e^{0,47 \cdot 3,22}}{e^{0,47 \cdot 3,22} - 1} = 392,5 \text{ N} \quad (76)$$

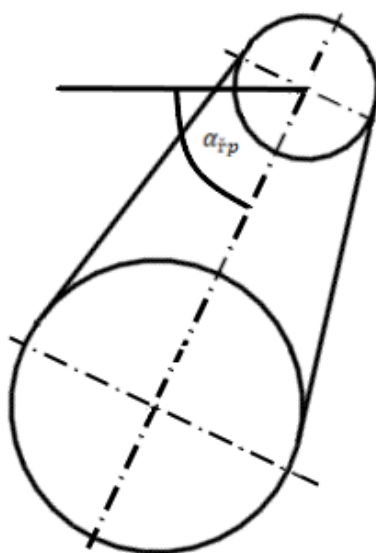
$$F_{2ř} = F_I \cdot \frac{1}{e^{f_1 \tilde{\alpha}_I} - 1} = 305,6 \cdot \frac{1}{e^{0,47 \cdot 3,22} - 1} = 86,9 \text{ N} \quad (77)$$

Výsledná napínací síla řemene v chodu:

$$F_{VCH} = \sqrt{F_{1ř}^2 + F_{2ř}^2 + 2 \cdot F_{1ř} \cdot F_{2ř} \cdot \cos(2 \cdot \gamma_I)} \quad (78)$$

$$F_{VCH} = \sqrt{392,5^2 + 86,9^2 + 2 \cdot 392,5 \cdot 86,9 \cdot \cos(2 \cdot 2,33)} = 397,9 \text{ N}$$

Výsledná napínací síla řemene v chodu působí na hřídel pod úhlem sklonu řemenového převodu $\alpha_{řp} = 71^\circ$.

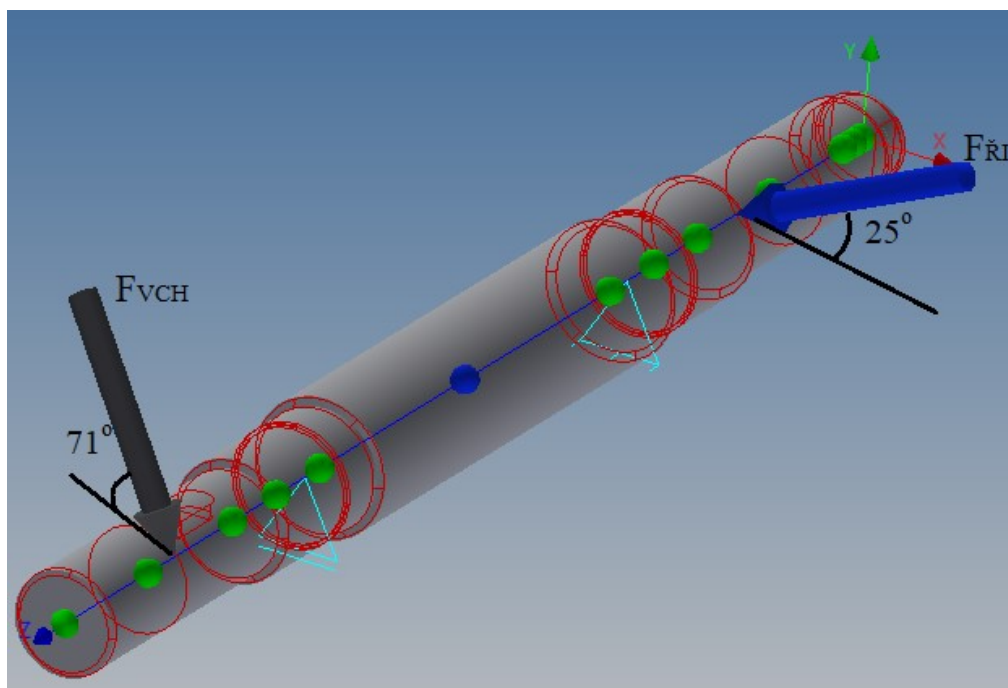


Obr. 26 – Úhel sklonu řemenového převodu

Zatížení od řezného kotouče

$$F_{kI} = \frac{2 \cdot T_{2I}}{D_k} = \frac{2 \cdot 13,06}{0,5} = 52,3 \text{ N} \quad (79)$$

Zatížení od řezného kotouče působí na hřídel pod úhlem čela zubů $\alpha_z = 25^\circ$.



Obr. 27 – Zatížení působící na hřídel

Výpočet hřídele jsem provedl v programu Inventor viz. Příloha A.

Statická bezpečnost hřídele

Dle výpočtu vyšlo maximální redukované napětí $\sigma_{red} = 6,51 \text{ MPa}$.

$$k = \frac{R_{e11500}}{\sigma_{red}} = \frac{245}{6,51} = 37,6$$

Hřídel je předimenzovaný. Jelikož je průměr díry řezného kotouče daný, jedinou možnou změnou je průměr pro řemenici d_1 , který jsem neměnil z důvodu velkého průměrového skoku a délky.

Dynamická kontrola nemá smysl.

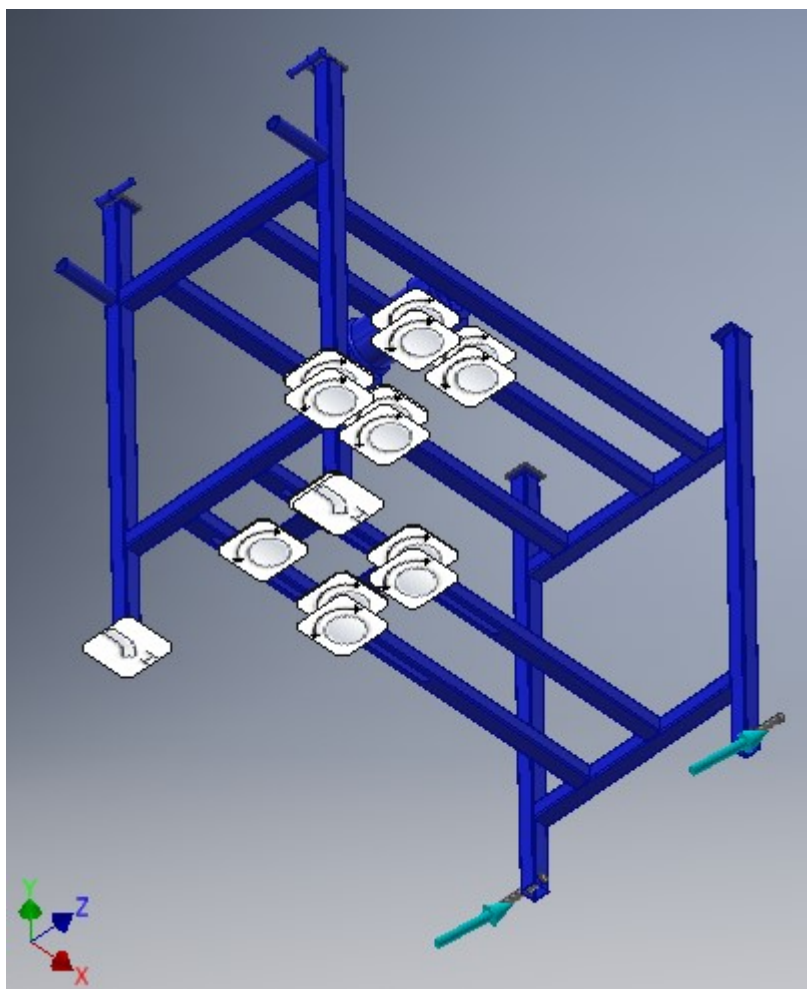
Výpočet životností ložisek byl proveden online výpočtem firmou SKF [19] viz. Příloha B.

5 MKP

Analýzu v programu Inventor jsem provedl pro zjištění namáhání a posunutí působících v sestavě v chodu.

Vazby

V místě koleček je vazba zamezující posun v ose y a z. Pevná vazba, zamezující posuv ve všech směrech, je na dvou předních nohách rámu. Vazba svorková je v místech pro šrouby.



Obr. 28 – Vazby v sestavě

Dotyky

Dotyk „Separace“ je u skříní a u noh motoru. U podložek, které jsou na skříní a nohách motoru, je dotyk „Posouvání / Bez oddělení“. U ostatních součástí je dotyk „Vázaný“.

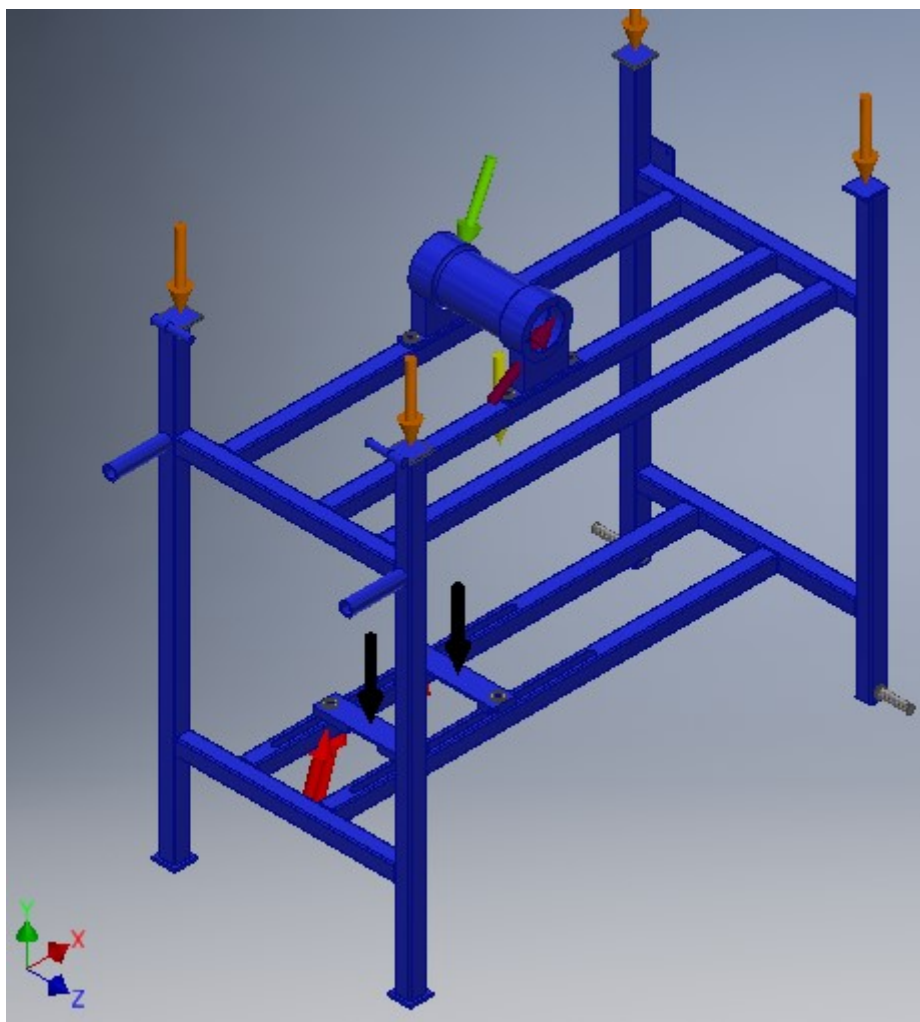
Síť

Síť byla vygenerována automaticky s průměrnou velikostí prvků 0,1. Síťový model má: 335407 uzlů a 172507 prvků.

Zatížení

Sestavu jsem zatížil těmito zatíženími:

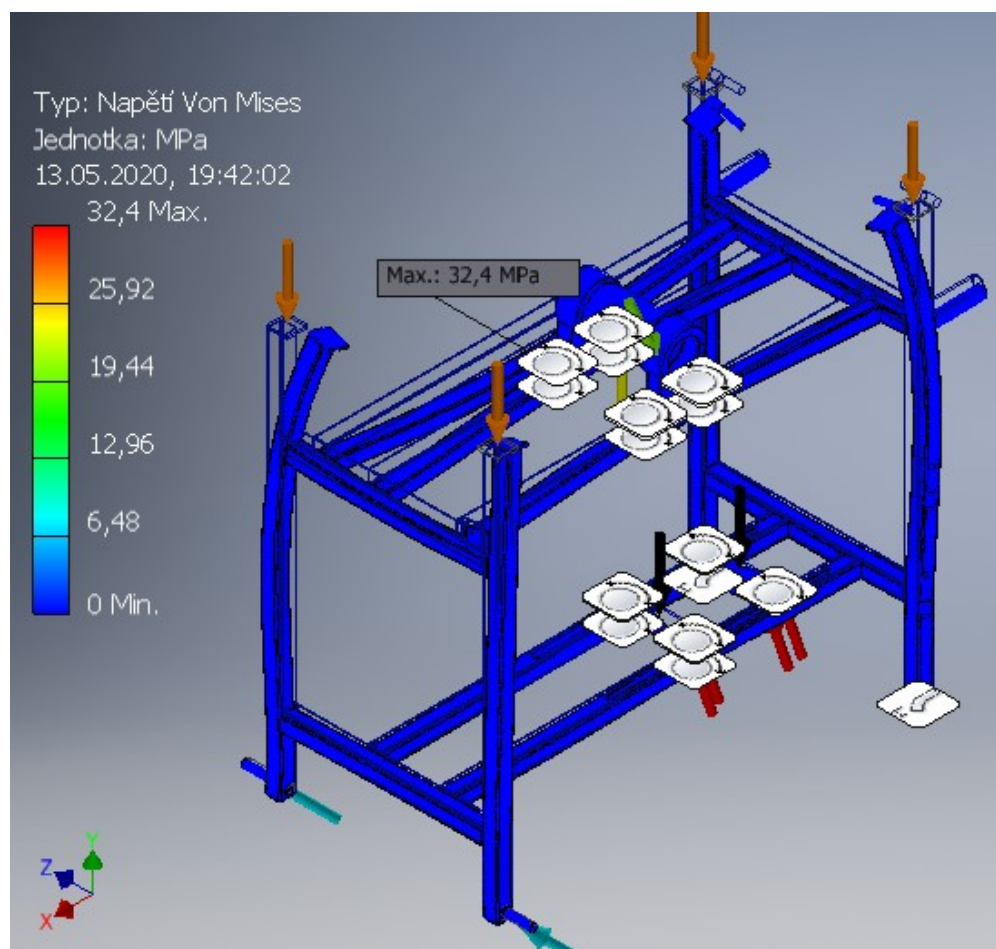
- ↓ gravitace,
- ↓ zatížení na pracovní desce – 1000 N,
- ↓ zatížení od předpětí řemene – 397 N, pod úhlem 71° ,
- ↓ zatížení na ložisku 2 – 180 N, pod úhlem 29° (viz. Příloha A),
- ↓ zatížení na ložisku 1 – 580 N pod úhlem 237° (viz. Příloha A),
- ↓ zatížení od váhy motoru – 245 N.



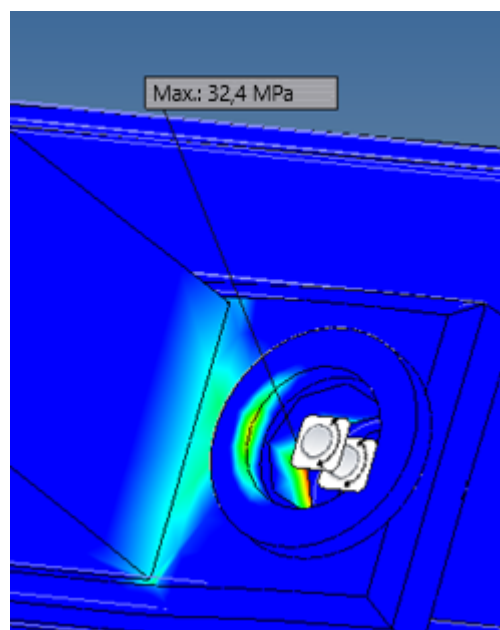
Obr. 29 – Zatížení sestavy

Výsledky

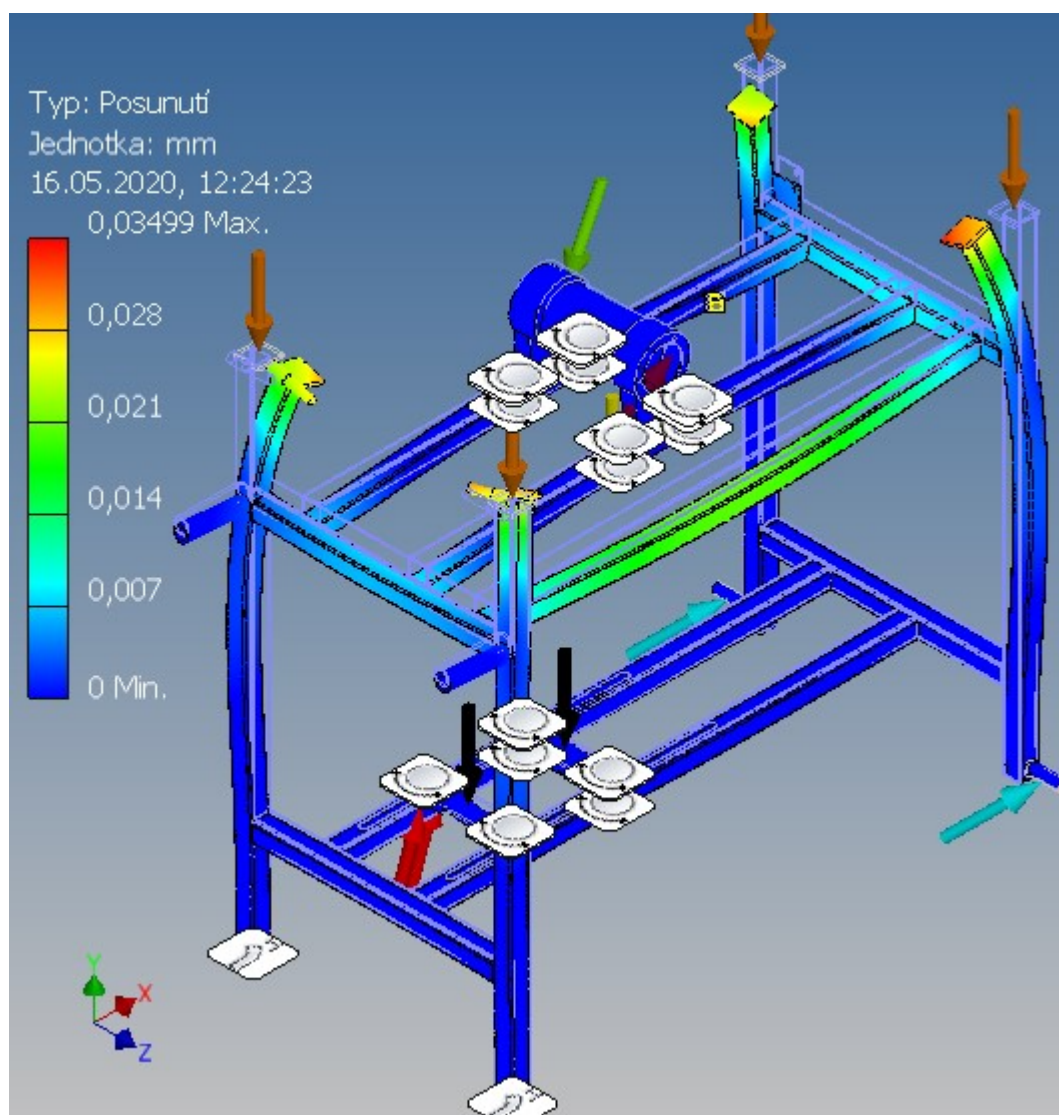
Maximální redukované napětí se nachází v místě šroubového spojení skříňe s rámem.



Obr. 30 – Namáhaní sestavy dle HMM



Obr. 31 – Maximální namáhaní sestavy



Obr. 32 – Posunutí sestavy

Největší posunutí je v místě, kde se bude řezat materiál.

Výsledné hodnoty napětí na rám jsou malé, nicméně nebudu součást měnit z důvodu nárůstu posunutí a zapevnění životností stolní kotoučové pily.

6 Údržba

Pro zvětšení životnosti a zpříjemnění práce na stolní kotoučové pile je třeba pravidelně vykonávat určité základní činnosti.

Řemenový převod

U řemenového převodu musí být předepsány intervaly kontroly a stanovené intervaly výměny řemenů. Pokud bude opotřebení řemene značné, jako například popraskaný obal řemene s roztřípením textilie, je třeba řemen ihned vyměnit. Při výměně menšího řemenového převodu se musí vyměnit oba řemeny najednou, protože použitý řemen nebude mít stejnou délku jako nový řemen. Znečištěné řemeny se čistí směsí glycerinu a denaturovaného lihu v poměru 1:10. Řemeny se nesmí čistit benzínem, naftou nebo jinými organickými rozpouštědly. [15]

Pilový kotouč

Pilový kotouč je vhodné při nepoužívání skladovat v teplotách 0–45 °C a v prostředí s relativní vlhkostí vzduchu do 60 %, protože při vlhčím prostředí má kotouč tendenci korodovat. Důležité je po každém řezání provést kontrolu a korekci rozvodu zubů a přeastření zubů rezného kotouče. Nebude-li pila používána delší dobu, je třeba plochy kotouče namazat konzervačním olejem, aby se zabránilo korozi. [20]

Ložiska

Pro prodloužení životnosti ložisek je důležité, aby byla náležitě mazána. Firma SKF doporučuje univerzální plastické mazivo pro širokou škálu průmyslových a automobilových aplikací LGMT 2. Důležité je taky kontrolovat, zda ložisko nebo hřídel nevykazují známky závady nebo poškození. Pokud by tomu tak bylo je třeba ho vyměnit. Při manipulaci s ložiskem je vhodné nosit rukavice, aby se zabránilo jeho styku s vlhkostí, a vzniku koroze. [19]

7 Závěr

Cílem této práce bylo vytvořit jednoduchou, dlouhodobou, domácí stolní kotoučovou pilu, která bude spolehlivá, a která bude splňovat základní požadavky, potřebné k řezání i tvrdších dřev.

Navržená pila se skládá jenom z těch nejpotřebnějších částí, jako je: rámová konstrukce, která je svařena většinou z normalizovaných profilů, motor, řemenový převod, hřídel uložený ve skříni, řezný kotouč, který je nasunutý na hřídel a stlačený mezi dva kotouče, kolečka k jednoduché přepravě, řídicí jednotka, sloužící pro zapnutí a vypnutí stroje, a bezpečnostní kryty. Navíc má tato pila možnost změny otáček pomocí dvou řemenových převodů. Pro změnu otáček je potřeba stroj zastavit, vyjmout řemen z řemenice, a následně nasunout požadovaný řemen na druhý řemenový převod. Řemeny jsem volil klasické klínové řemeny Indrustial profilu A.

V práci jsem provedl: teoretické shrnutí typů pil, popis stolní kotoučové pily, návrh motoru, návrh obou řemenových převodů, návrh a výpočet hřídele v programu Inventor, výpočet životností ložisek firmou SKF, MKP analýza sestavy v programu Inventor a informace pro údržbu. Následně jsem vymodeloval 3D model stolní kotoučové pily a nakreslil výkresy: sestavy celé pily, svařence rámu, hřídele a hnané řemenice.

8 Použitá literatura

- [1] 21 Different Types of Saws & Their Uses – Which is Right For You? *Sawingpros* [online]. SawingPros 2020, 2020, April 12, 2020 [cit. 2020-05-16]. Dostupné z: <https://sawingpros.com/different-types-of-saws/>
- [2] 15 Different Types of Power Saw & their Uses. Saw Selection Guide.. Best Power Tools Guide. Air, Electric and Cordless Power Tools. [online]. Copyright © 2020 [cit. 16.05.2020]. Dostupné z: <https://www.finepowertools.com/saws/power-saw-types-their-uses/>
- [3] Pokosové a kapovací kotoučové pily. Ruční nářadí, elektrické nářadí, aku nářadí a zahradní technika | NAKO Pardubice [online]. Dostupné z: <https://www.nako.cz/2312-elektricke-naradi/2377-elektricke-pily/2379-pokosove-pily.html#content>
- [4] Elektrická řetězová pila 2000W, 40cm | Gigamat.cz. Gigamat.cz - nákupní galerie | Gigamat.cz [online]. Copyright © 2020 Gigamat.cz [cit. 16.05.2020]. Dostupné z: https://www.gigamat.cz/elektricka-retezova-pila-2000w-40cm-p141176?utm_source=GoogleNakupy&utm_medium=gigamat&utm_campaign=google-nakupy&gclid=EAlaIQobChMI3fWpj9KF6AIVh7PtCh3EFAWtEAQYASABEqJsfvD_BwE
- [5] Mečové pily ocasky. Ruční nářadí, elektrické nářadí, aku nářadí a zahradní technika | NAKO Pardubice [online]. Dostupné z: <https://www.nako.cz/2312-elektricke-naradi/2377-elektricke-pily/2380-mecove-pily-ocasky.html#content>
- [6] Přímočará pila. Ruční nářadí, elektrické nářadí, aku nářadí a zahradní technika | NAKO Pardubice [online]. Dostupné z: <https://www.nako.cz/2312-elektricke-naradi/2377-elektricke-pily/2381-primocare-pily.html#content>
- [7] Stroje s lidskou péčí | BOUKAL E-shop [online]. Copyright © 2020 [cit. 16.05.2020]. Dostupné z: https://www.boukal.cz/pasova-pila-bernardo-gbs-200-b/713/produkt?gclid=EAlaIQobChMlyf6TrtWF6AIVTOd3Ch3LrQucEAQYAiABEgIh_wfD_BwE
- [8] *Pila lupínková Gude GDS 16 E* [online]. © 1991 - 2020 Zásobování [cit. 2020-05-16]. Dostupné z: https://www.eva.cz/zbozi/84301/pila-lupinkova-gude-gds-16-e/?gclid=EAlaIQobChMIoZS46tWF6AIVk53VCh0zqApmEAQYASABEgJ3zvD_BwE

- [9] Kotoučové pily. Ruční nářadí, elektrické nářadí, aku nářadí a zahradní technika | NAKO Pardubice [online]. Dostupné z: <https://www.nako.cz/2312-elektricke-naradi/2377-elektricke-pily/2378-kotoucove-pily.html#content>
- [10] Table saw. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2020-05-16]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Table_saw
- [11] Three-phase motor - LSES - LEROY-SOMER - induction / 400 V / 380 V. DirectIndustry - The online industrial exhibition: sensors, automation, motors, pumps, materials handling, packaging, etc. [online]. Copyright © 2020 [cit. 16.05.2020]. Dostupné z: <https://www.directindustry.com/prod/leroy-somer/product-8355-424204.html>
- [12] LEROY SOMER - CAD modely zdarma - Ac motor without brake - TraceParts. Redirecting to <https://www.traceparts.com/en> [online]. Copyright © copyright TraceParts S.A.S. 1990 [cit. 16.05.2020]. Dostupné z: <https://www.traceparts.com/cs/product/leroy-somer-motor-ac-3kw-1500trmin-at-50hz-ip-55-without-brake>
- [13] Pilový kotouč na dřevo 500x3,0x30 5310 - 56KV25° PILANA | Pilana Market. Pilové kotouče a listy, vrtáky a frézy - Pilana Market [online]. Copyright © 2010 [cit. 16.05.2020]. Dostupné z: <https://www.pilanamarket.cz/pilovy-kotouc-na-drevo-500x3-0x30-5310-56kv25-pilana/>
- [14] Seřízení pilového kotouče na stroji : Pilana. Pilana : nástroje na dřevo, pilové kotouče, pilové pásy, pilové listy, průmyslové nože, nástroje na řezání kovů, ruční nářadí [online]. Copyright © 2006 [cit. 16.05.2020]. Dostupné z: <https://www.pilana.cz/cz/serizeni-piloveho-kotouce-na-stroji>
- [15] KALÁB, K.: Části a mechanismy strojů - teorie + projekty. Vydání Ostrava: VŠBTU Ostrava, 2015, 398 s.
- [16] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. Strojnické tabulky (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [17] Nástroje pro dělení materiálů / Materiály na bázi dřeva. [online]. Copyright © 2020 EpaX [cit. 16.05.2020]. Dostupné z: <https://drevene-materialy.fld.czu.cz/nastroje>
- [18] DVORÁK, Jiří. *Konstrukční návrh pásové pily (katru)*. Ostrava, 2013. Bakalářská práce. VŠB – Technická univerzita Ostrava. Vedoucí práce Doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph. D.

- [19] *SKF Bearing Select* [online]. Copyright © [cit. 2020-05-16]. Dostupné z: <https://skfbearingselect.com/>
- [20] Údržba a správné používání pilových listů : Pilana. Pilana : nástroje na dřevo, pilové kotouče, pilové pásy, pilové listy, průmyslové nože, nástroje na řezání kovů, ruční nářadí [online]. Copyright © 2006 [cit. 16.05.2020]. Dostupné z: <https://www.pilana.cz/cz/udrzba-a-spravne-pouzivani-pilovych-listu>
- [21] JEŘÁBEK, K. Metodika navrhování strojů. 1.vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1999. 119 s.
- [22] ČÁSENSKÝ, M. Metodika konstruování. 1. vyd. Praha, Ediční středisko ČVUT Praha, 1990. 122 s.
- [23] MYNÁŘ, V. A KOL. Části strojů. VŠB-TU Ostrava, 1978. 398 s.
- [24] ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. Praha, Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- [25] ČSN ISO 690 Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura. Praha, Český normalizační institut, 1996. 32 s.

9 Seznám příloh

Název příloh	Obsah příloh	Formát
Příloha A	Výpočet zatížení na hřídeli	A4
Příloha B	Výpočet životností ložisek	A4
Příloha C	Výkres hřídele	A3
Příloha D	Výkres hnané řemenice	A4
Příloha E	Výkres svařence	A1
Příloha F	Výkres sestavy stolní kotoučové pily	A1
Příloha G	Kusovník	A4

Příloha A – Výpočet zatížení na hřídeli.

▣ Zatížení

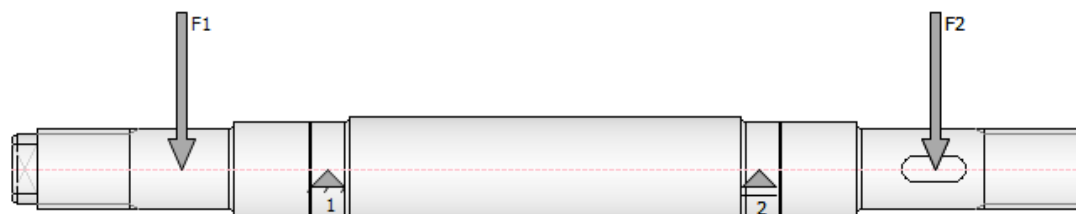
Index	Umístění	Radiální zatížení			
		Y	X	Velikost	Směr
F1	65 mm	24,400 N	-52,300 N	57,712 N	295,01 deg
F2	355 mm	351,400 N	186,800 N	397,965 N	27,99 deg

▣ Podpory

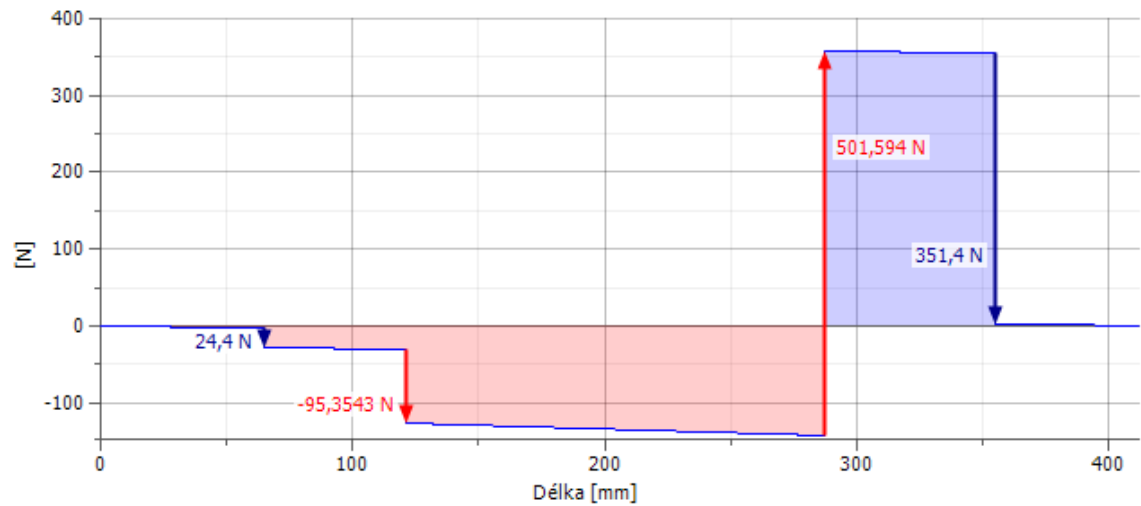
Index	Typ	Umístění	Reakční síla			
			Y	X	Velikost	Směr
1	Pevná	121,5 mm	-95,354 N	-146,059 N	174,429 N	236,86 deg
2	Volný	287,5 mm	501,594 N	280,559 N	574,726 N	29,22 deg

▣ Výsledky

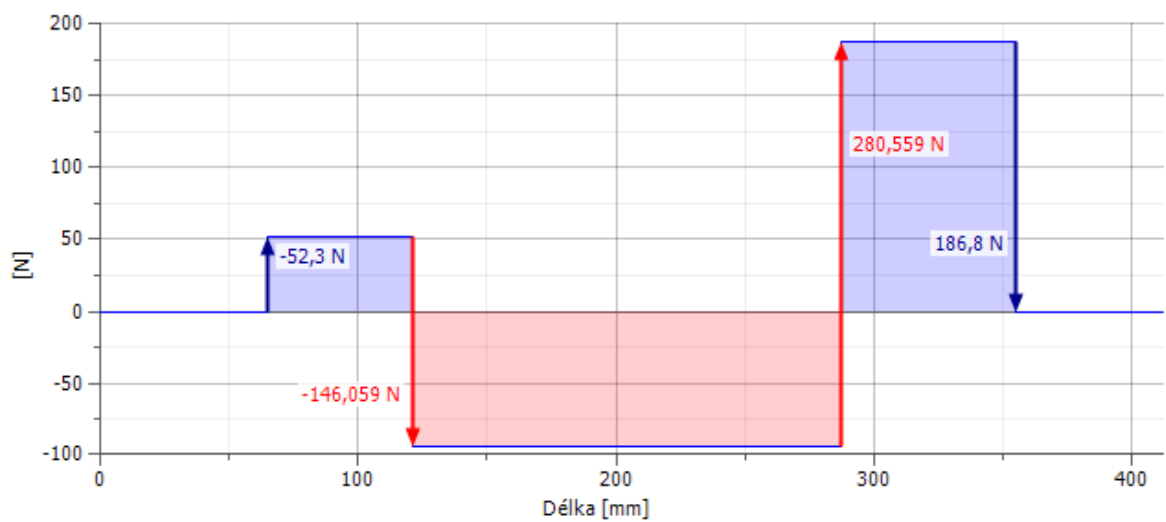
Délka	L	412,000 mm
Hmotnost	Hmotnost	3,104 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_B	6,473 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	0,569 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	0,000 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,000 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	6,514 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	15,589 microm
Úhel zkroucení	φ	0,00 deg



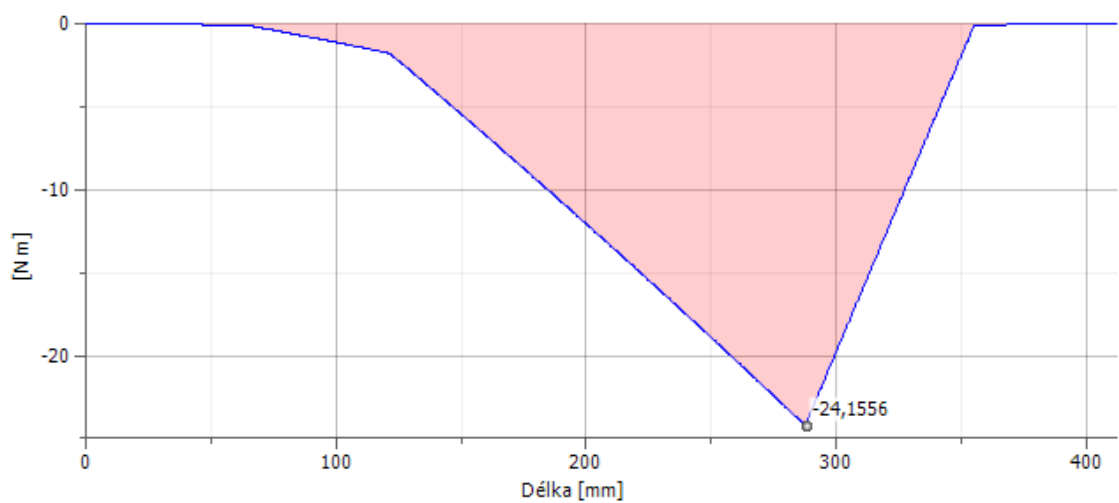
☐ Smyková síla, Rovina YZ



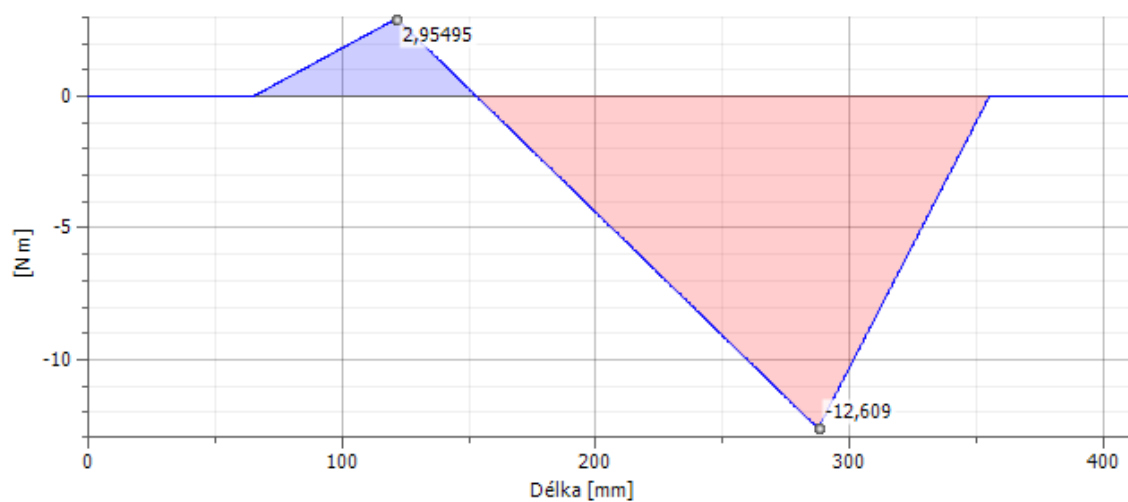
☐ Smyková síla, Rovina XZ



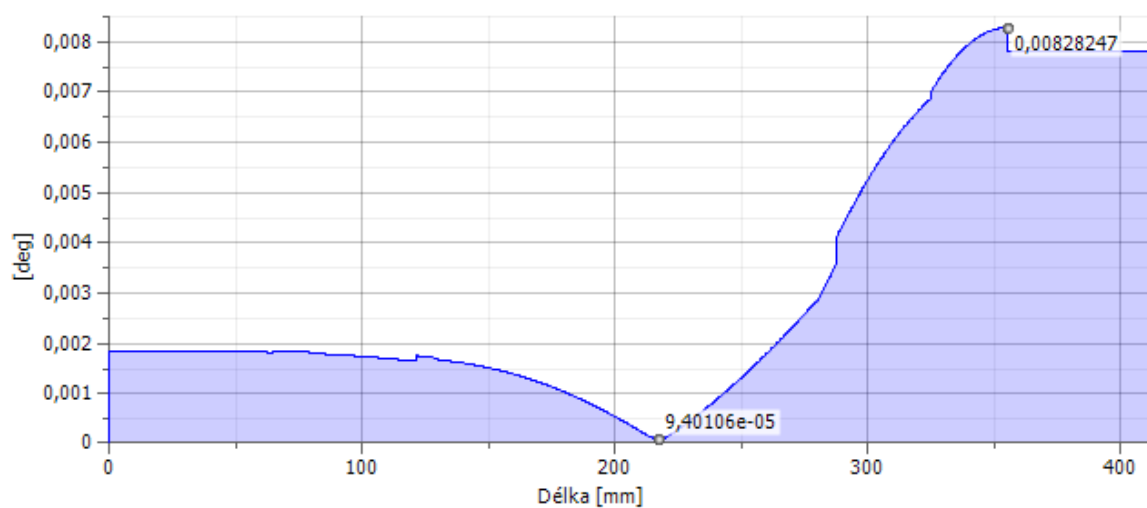
☐ Ohybový moment, Rovina YZ



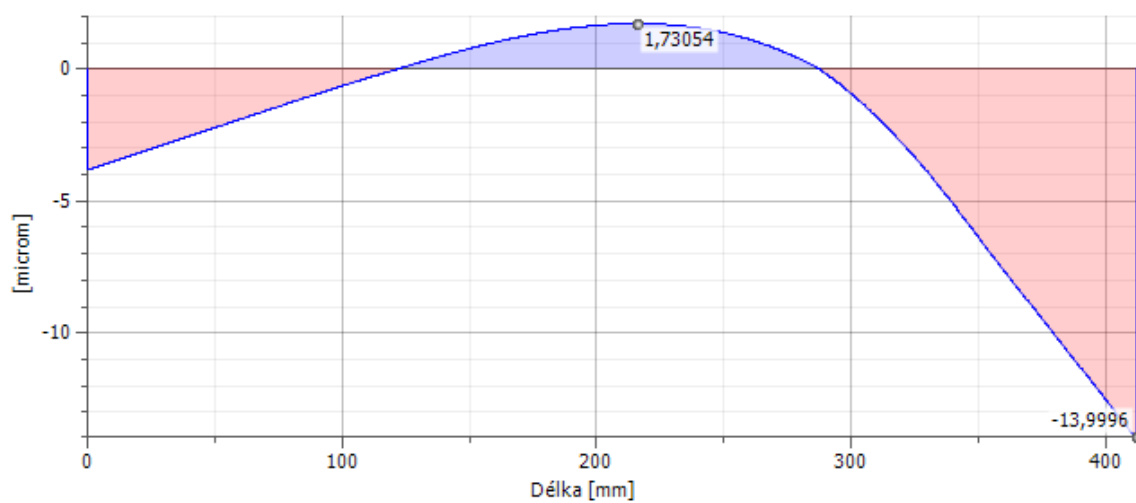
☐ Ohybový moment, Rovina XZ



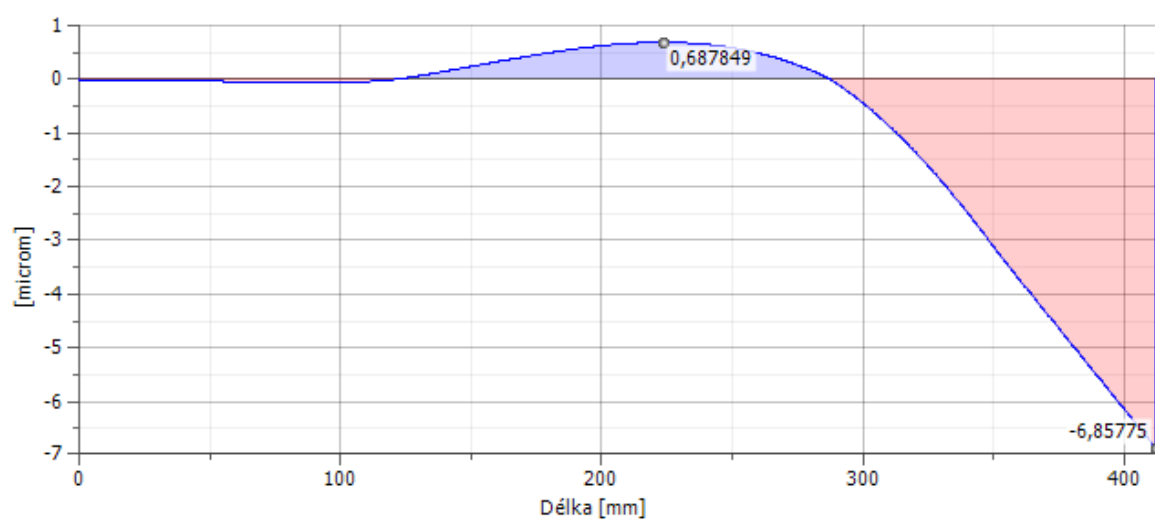
☐ Úhel průhybu



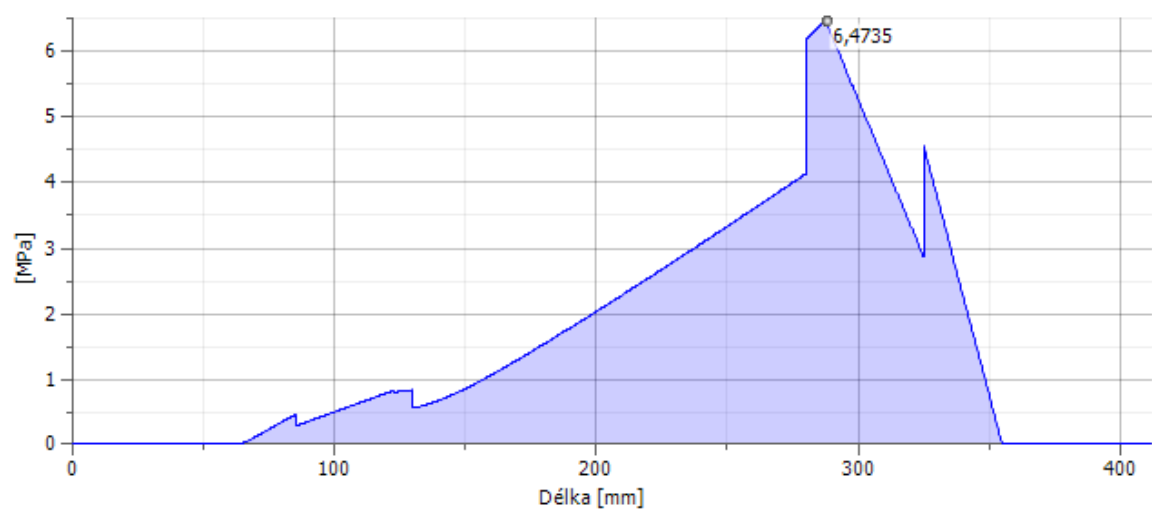
☐ Průhyb, Rovina YZ



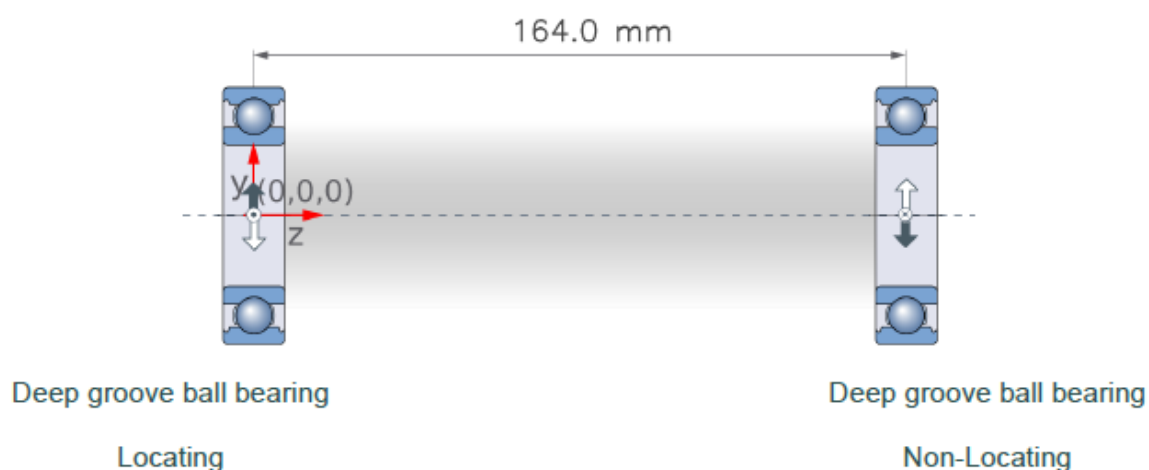
☒ Průhyb, Rovina XZ



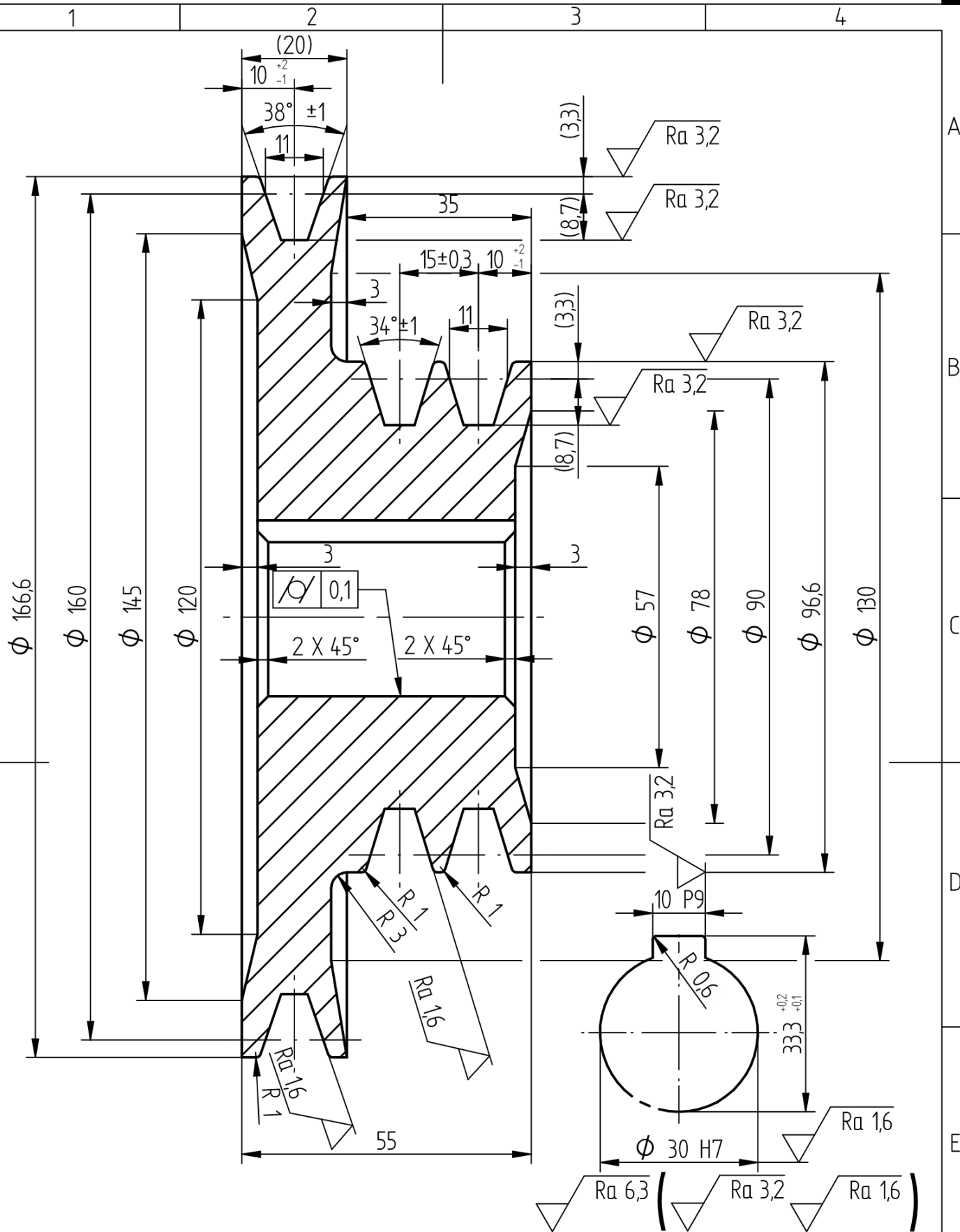
☒ Napětí v ohybu



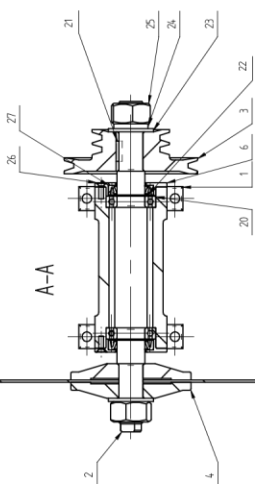
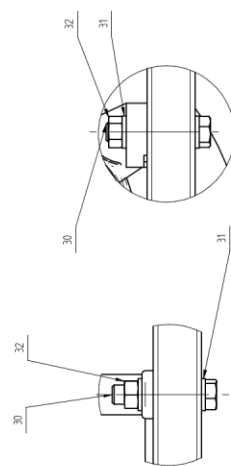
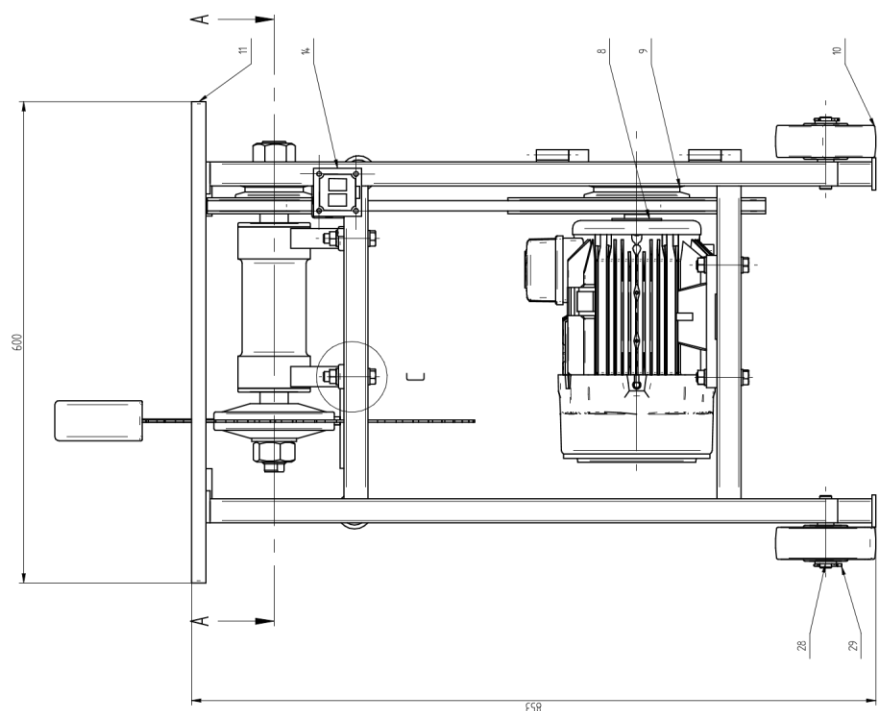
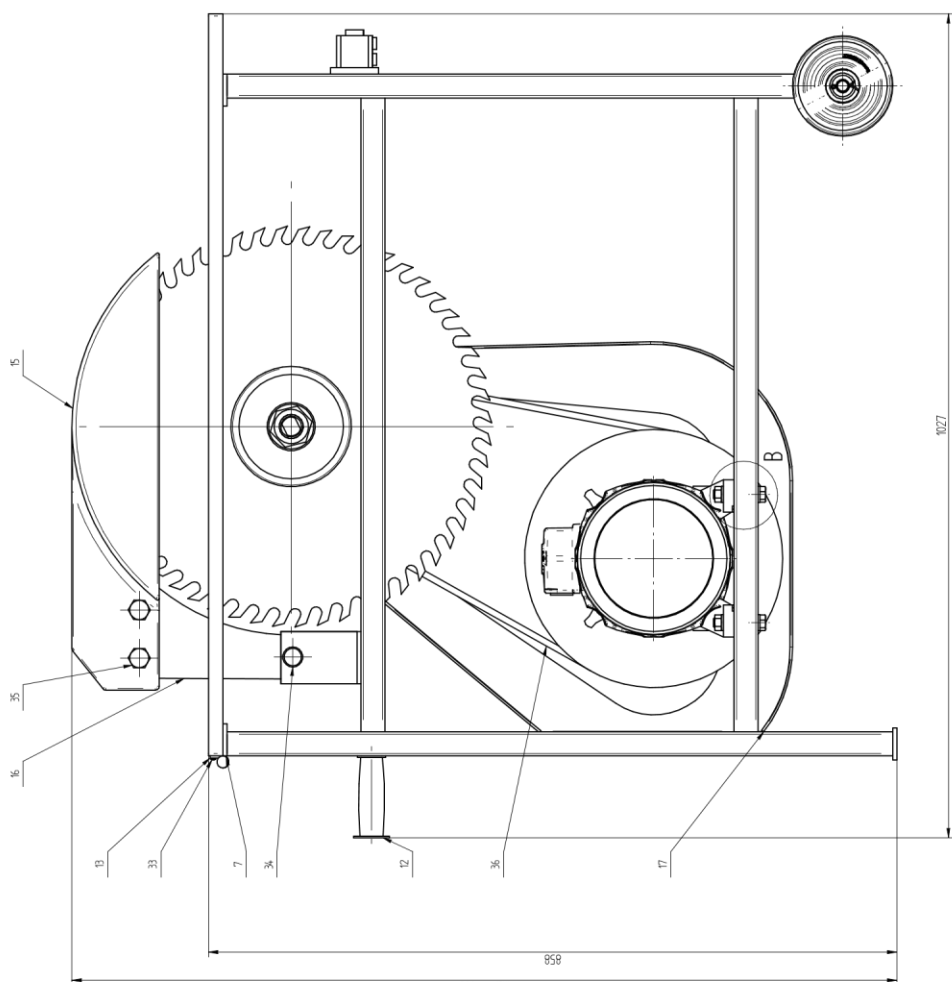
Příloha B – Výpočet životností ložisek. [19]



Designation	Life model		Grease	Static safety factor	Frictional moment	Power loss
	Basic	SKF life	Relubrication interval		Total	
	L_{10h}	L_{10mh}	t_f		M	P_{loss}
	h				Nmm	W
Left ▶ 6007	145000	$> 2 \times 10^5$	10900	17.8	22.4	7
Right ▶ 6007	$> 2 \times 10^5$	$> 2 \times 10^5$	10900	56.6	10.9	3



				Materiál 11 500		Tř. odpadu 001	Úprava hran		Měřítko 1:1
				Polotovary Ø 170 ČSN 42 5510.12			Promítání		Přesnost ISO 2768-mK
				Čistá hmotnost 3,6		Hrubá hmotnost		Tolerování ISO 8015	
Index:	Popis změny		Dne	Podpisy					
Oddělení		Technický referent		Druh dokumentu VÝROBNÍ		Status dokumentu VYDÁNO		Soubor	
VŠB-TUO		Kreslil SITEK		Název, doplňující název ŘEMENICE HNANÁ		Č. sestavy SIT0041-BP-S		Č. seznamu položek SIT0041-BP-K1	
		Přezkoušel				Č. dokumentu SIT0041-BP-01			
						Změna	Datum vydání 12.5.2020	Jazyk cs	Formát A4
								List	

[illegible]

VYTVOŘENO VE STUDENTSKÉ VERZI PRODUKTU AUTODESK

VYTVOŘENO VE STUDENTSKÉ VERZI PRODUKTU AUTODESK

VYTVOŘENO VE STUDENTSKÉ VERZI PRODUKTU AUTODESK

1		2		3		4																									
Odkaz	Označení Výkres	Soubor		Polotovár	Množ.	Hmotnost																									
				Materiál	Jedn.	(kg)																									
1	SKŘÍŇ				1	6,49	A																								
	SIT0041-BP-03				ks																										
2	HŘÍDEL			Ø 45 ČSN 42 5510.12	1	3,08																									
	SIT0041-BP-02			11 500	ks																										
3	ŘEMENICE HNANÁ			Ø 170 ČSN 42 5510.12	1	3,6																									
	SIT0041-BP-01			11 500	ks																										
4	CHYTACÍ KOTOUČ				2	1,71																									
	SIT0041-BP-04				ks																										
5	ŘEZNÝ KOTOUČ				1	4,06																									
	SIT0041-BP-05				ks																										
6	VÍKO				2	0,22	B																								
	SIT0041-BP-06				ks																										
7	SVAŘENEC RÁMU				1	14,2																									
	SIT0041-BP-SR				ks																										
8	MOTOR				1	24,4																									
	SIT0041-BP-08				ks																										
9	ŘEMENICE HNACÍ				1	13,46																									
	SIT0041-BP-09				ks																										
10	KOLEČKO				2	1,14																									
	SIT0041-BP-10				ks																										
11	PRACOVNÍ DESKA				1	7,51	C																								
	SIT0041-BP-11				ks																										
12	GUMA				2	0,04																									
	SIT0041-BP-12				ks																										
13	OČKO				2	0,03																									
	SIT0041-BP-13				ks																										
14	OVLADACÍ JEDNOTKA				1	0,52																									
	SIT0041-BP-14				ks																										
15	KRYT NA PILU				1	2,51	D																								
	SIT0041-BP-15				ks																										
16	DRŽÁK KRYTU				1	1,19																									
	SIT0041-BP-16				ks																										
17	KRYT NA PŘEVOD				1	3,83																									
	SIT0041-BP-17				ks																										
18																															
19																															
20	LOŽISKO 6007				2	0,15	E																								
	ČSN 02 4630				ks																										
21	PERO 10x8x25				1	0,01																									
	ČSN 02 2562				ks																										
<table border="1"> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>Materiál</td> <td>Tř. odpadu</td> <td>Úprava hran</td> <td>Měřítka</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>Polotovár</td> <td></td> <td></td> <td>Přesnost</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>Čistá hmotnost</td> <td>Hrubá hmotnost</td> <td>Promítání</td> <td>Tolerování</td> </tr> </table>												Materiál	Tř. odpadu	Úprava hran	Měřítka					Polotovár			Přesnost					Čistá hmotnost	Hrubá hmotnost	Promítání	Tolerování
				Materiál	Tř. odpadu	Úprava hran	Měřítka																								
				Polotovár			Přesnost																								
				Čistá hmotnost	Hrubá hmotnost	Promítání	Tolerování																								
Index	Popis změny	Dne	Podpisy																												
Oddělení	Technický referent	Druh dokumentu	Status dokumentu	Soubor	Č. sestavy	Č. seznamu položek																									
VŠB-TUO	Kreslil SITEK Přezkoušel	SEZNAM POLOŽEK	VYDÁNO		SIT0041-BP-S																										
Název, doplňující název				Č. dokumentu																											
KUSOVNÍK 1				SIT0041-BP-K1																											
		Změna	Datum vydání	Jazyk	Formát	List																									
			16.5.2020	cs	A4	2/3																									

VYTVOŘENO VE STUDENTSKÉ VERZI PRODUKTU AUTODESK

VYTVOŘENO VE STUDENTSKÉ VERZI PRODUKTU AUTODESK

VYTVOŘENO VE STUDENTSKÉ VERZI PRODUKTU AUTODESK

VYTVOŘENO VE STUDENTSKÉ VERZI PRODUKTU AUTODESK

1		2		3		4	
Odkaz	Označení			Polotovár		Množ.	Hmotnost (kg)
	Výkres	Soubor		Materiál		Jedn.	
22	POJISTNÝ KROUŽEK 35 x 1,6					2	0,01
	ČSN 9074					ks	
23	PODLOŽKA 30					2	0,05
	DIN EN ISO 7089					ks	
24	PRUŽNÁ PODLOŽKA 30					1	0,03
	ČSN 02 1740					ks	
25	MATICE M30					2	0,25
	ISO 4032					ks	
26	ŠROUB M6 x 20					6	0,01
	DIN EN ISO 2009					ks	
27	GUFERO 35x56x12					2	0,01
	ČSN 029401					ks	
28	PODLOŽKA 17					2	0,01
	ČSN 02 1703					ks	
29	ZÁVLAČKA 3,2x24					2	0,002
	ČSN EN ISO 1234					ks	
30	ŠROUB M12x58					8	0,07
	ČSN 02 1201					ks	
31	PODLOŽKA 13					16	0,004
	ČSN 02 1703					ks	
32	MATICE M12					8	0,01
	ČSN 02 1402					ks	
33	ŠROUB ST 2,9x9,5					6	0,001
	ISO 7049					ks	
34	ČEP 16x32					1	0,07
	ISO 2341					ks	
35	ŠROUB M16x30					2	0,08
	ČSN EN 24017					ks	
36	ŘEMEN A - 1600					1	0,13
	ČSN 02 3110					ks	
37							
38							
39							
40							
41							
42							

				Materiál	Tř. odpadu	Úprava hran	Měřítka
				Polotovár			Přesnost
				Čistá hmotnost	Hrubá hmotnost	Promítání	Tolerování

Index	Popis změny	Dne	Podpisy
Oddělení	Technický referent	Druh dokumentu	Status dokumentu
		SEZNAM POLOŽEK	VYDÁNO
		Soubor	
		Č. sestavy	Č. seznamu položek
		SIT0041-BP-S	
VŠB-TUO	Kreslil	Název, doplňující název	Č. dokumentu
	SITEK	KUSOVNÍK 2	SIT0041-BP-K2
	Přezkoušel		
		Změna	Datum vydání
			16.5.2020
		Jazyk	Formát
		cs	A4
		List	3/3

VYTVOŘENO VE STUDENTSKÉ VERZI PRODUKTU AUTODESK